

## İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER .....	i
ÖZET .....	ii
ABSTRACT .....	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
ŞEKİLLERİN LİSTESİ .....	v
TABLoların LİSTESİ .....	vii
SİMGELER .....	viii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	4
3. MATERYAL VE METOD.....	13
3.1. Ejektörlü Soğutma Sistemi .....	13
3.2. Ejektörün çalışma prensibi.....	18
3.3. Sabit Basınç Modeli.....	19
3.4. Sabit Alan Modeli .....	20
3.5. Ejektörde Meydana Gelen Boğulma Olayı ve Etkisi.....	21
3.6. Soğutucu Akışkan Seçimi .....	24
3.7. Deney Seti.....	32
3.8. Deneylerin Yapılışı ve Hesaplamalar .....	40
4. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER .....	44
4.1. Deney Sahası.....	44
4.2. Optimum Sesüstü Lülesi Konumunun Belirlenmesi .....	44
4.3. Sabit Alan Oranında Çalışma Şartlarının Performansa Etkileri ve Optimum Çalışma Şartlarının Belirlenmesi.....	46
4.4. Alan Oranının Sistemin Performans Katsayısına Etkisi .....	50
4.5. Karışma Odası Çapının Sistemin Performansına Etkisi .....	52
4.6. Daha Önce Yapılmış Benzer Çalışmalar .....	54
5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	56
6. KAYNAKLAR .....	57
EKLER.....	60

## ÖZET

**Yüksek Lisans Tezi**

**EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA  
GEOMETRİK PARAMETRELERİN ETKİSİNİN  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Abdülkadir AKTOPRAKOĞLU**

**2006,61 sayfa**

**Selçuk Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Jüri: Prof. Dr. Şefik BİLİR**

**Jüri: Yrd. Doc.Dr. H.Kürşat ERSOY**

**Danışman: Yrd. Doç. Dr. Rafet YAPICI**

Bu deneysel çalışmada, ejektörlü soğutma sisteminin performansına geometrik parametrelerin etkisini incelemek için özel bir ejektör tasarlandı, imal edilerek düşük basınçlı akışkanlar için daha önce kurulmuş olan sisteme monte edildi. Bu özel ejektörde, tahrik (sesüstü) lülesi aksenel olarak hareket ettirilebilir, değişik geometri ve boyutlarda sesüstü lüleleri ve karışma odaları kullanılabilir. Geliştirilen bu soğutma sistemi, düşük seviyedeki ısı enerjisiyle (83°C'deki su) başarıyla çalıştırıldı ve test edildi. Soğutucu akışkan olarak çevre dostu kabul edilebilecek R-123 kullanılarak, tahrik lülesi konumunun ve karışma odası kesit alanının tahrik lülesi boğaz alanına oranı olan alan oranının, ejektörlü soğutma sisteminin soğutma kapasitesine ve performans katsayısına etkisi deneysel olarak incelendi. Literatür araştırmasında R-123 akışkanı kullanılarak yapılan böyle bir deneysel çalışmaya rastlanmamıştır. Yaklaşık 6.5'den 11.5'e kadar değişen alan oranı sahasında, farklı iki karışma odası için üç alan oranında ayrı ayrı optimum tahrik lülesi konumu ve evaporatör sıcaklığı 10°C ve kondenser basıncı 125 kPa'da optimum buhar üretici sıcaklıkları bulundu. Bu optimum sıcaklık, belirtilen alan oranı sahasında yaklaşık 83°C ile 103°C arasında değişti. 103°C'lik buhar üretici sıcaklığında yaklaşık %40'lık bir performans katsayısı elde edildi. Ayrıca sabit alan oranlarında çalışma parametrelerinin sistemin performansına etkisi de incelendi.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutma, Ejektör, R123, Geometrik parametreler, Optimum çalışma şartları

**ABSTRACT**  
**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF EFFECTS OF GEOMETRICAL  
PARAMETERS ON THE PERFORMANCE OF AN EJECTOR  
REFRIGERATION SYSTEM**

**Master Thesis**  
**Selçuk University**  
**Graduate School of Natural and Applied Sciences**  
**Mechanical Engineering Department**

**Supervisor: Assist. Prof. Dr. Rafet YAPICI**

**2006, 61 Pages**

**Jury: Prof.Dr.Şefik BİLİR**

**Jury: Assist Prof. Dr. H.Kürşat ERSOY**

**Assist Prof. Dr. Rafet YAPICI**

In this experimental study, in order to investigate the effects of the geometrical parameters on the performance of an ejector refrigeration system, a special ejector was designed and manufactured; it was mounted on the system which has constructed for low-pressure refrigerants before. In this ejector, the supersonic nozzle can be moved axially, can be used supersonic nozzles and mixing chambers in different geometry and dimensions. The developed refrigeration system has successfully operated and tested by using the heat energy at low level (hot water at 83°C). Using R-123 which is recognizable environmentally friend, as refrigerant, the effect of the primary nozzle exit position and the area ratio on the cooling capacity and performance coefficient of the system were investigated experimentally. In the literature research, such an experimental study carried out by using R-123 was not encountered. In the area ratio range which varies to 11.5 from 6.5, optimum vapor generator temperatures were determined at evaporator temperature 10°C and condenser pressure 125 kPa, when primary nozzle position was optimum, for two different mixing chambers and three different supersonic nozzles area ratios. The optimum vapor temperature changed between 83 and 103°C in the given area ratio range. At the vapor generator temperature of 103°C, a performance coefficient of 0.40 was obtained. Moreover, effects of operating parameters on the system performance were also studied for constant area ratios.

**Key words:** Refrigeration, ejector, R-123, Geometrical parameters, optimum operating conditions.

## TEŞEKKÜR

Tez alıőmam sűresince bilgi ve tecrűbelerinden faydalandıđım, her aőamada bana yardımcı olan ve destek veren hocam Yrd.Doç.Dr. Rafet YAPICI 'ya ve deney tesisatının yapımında karőılaőtıđımız problemlerin özűmünde yardımlarını esirgemeyen Doç.Dr. Selçuk HALKACI' ya derin űükranlarımı sunarım.

## ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil 1.1 Tipik buhar jet soğutma sistemi.....	2
Şekil 2.1 Ejektörlü ve Absorbsiyonlu Hibrit Sistem.....	10
Şekil 3.1.1 Tipik Ejektörlü Soğutma Sistemi .....	13
Şekil 3.1.2 Ejektörlü soğutma çevrimi a) T-s diyagramı, b) P-h Diyagramı .....	15
Şekil 3.1.3 Ejektörlü Soğutma Sisteminin P-h diyagramı .....	17
Şekil 3.2.1 Ejektör Şematik Resmi .....	18
Şekil 3.3.1 Ejektör Sabit Basınç Modeli.....	20
Şekil 3.4.1 Ejektör Sabit Alan Modeli.....	20
Şekil 3.5.1 Tipik Ejektörlü Soğutma Sistemi Performans Eğrisi .....	23
Şekil 3.7.1 Sıcak su ile tahrik edilen ejektör soğutma sistemi deney seti.....	33
Şekil 3.7.2 Sistemde kullanılan Ejektör Kesiti .....	34
Şekil 3.7.3 Test Edilen lülelerin boyutları .....	36
Şekil 3.7.4 Deneylerde kullanılan ejektör.....	38
Şekil 3.7.5 Difüzörlü Karışma Odaları ve Temel Boyutları .....	39
Şekil 3.7.6 Ejektör gövdesi .....	39
Şekil 4.2.1 Birinci Karışma odası için lüle konumunun emme odası basıncına etkisi( $D_m=9\text{mm}$ , $P_c=125\text{ kPa}$ ) .....	45
Şekil 4.2.2 İkinci Karışma odası için lüle konumunun emme odası basıncına etkisi( $D_m=8.22\text{mm}$ , $P_c=125\text{ kPa}$ da).....	45
Şekil 4.3.1 Sabit Alan Oranında Buhar Üretici Sıcaklığına Bağlı Olarak Performans Katsayısı ve soğutma kapasitesi ( $P_c=125\text{kPa}$ , $T_e=10^\circ\text{C}$ ) .....	47
Şekil 4.3.2 Sabit Alan Oranında Kondenser Basıncına Bağlı Olarak Performans Katsayısı ve soğutma kapasitesinin değişimi ( $T_b=98^\circ\text{C}$ ve $T_e=10^\circ\text{C}$ ) .....	48

Şekil 4.3.3 Sabit Alan Oranında Evaporatör Sıcaklığına Bağlı Olarak Performans Katsayısı ve soğutma kapasitesinin değişimi ( $T_b=98^{\circ}\text{C}$ ve $P_c=125\text{ kPa}$ )..	49
Şekil 4.4.1 Birinci karışma odasında çeşitli alan oranları için performans .....	51
Şekil 4.4.2 İkinci karışma odasında çeşitli alan oranları için performans eğrileri( $P_c=125\text{ kPa}$ , $T_e=10^{\circ}\text{C}$ ).....	51
Şekil 4.5.1 Farklı iki çaptaki karışım odası için alan oranına bağlı olarak Performans Katsayısı ( $P_c=125\text{kPa}$ , $T_e=10\text{C}$ ).....	52
Şekil 4.5.2 Sabit Evaporatör sıcaklığı ve Kondenser basıncında Buhar üretici sıcaklığına bağlına göre optimum eğriler ( $P_c=125\text{kPa}$ , $T_e=10\text{C}$ ) .....	53
Şekil 6.1 Deney Tesisatı Fotoğrafı .....	60

**TABLULARIN LİSTESİ**

Tablo 1 Bazı soğutucu akışkanların termodinamik ve gaz dinamiği özellikleri..	26
Tablo 2 Bazı soğutucu akışkanların termodinamik ve çevresel özellikleri .....	27
Tablo 3 CFC-11 Yerine HCFC-123 Kullanılması Halinde Performans Karşılaştırması .....	28
Tablo 4 CFC-11 Yerine HCFC-123 Kullanılması Halinde Elastomerlerle Uyum .....	29
Tablo5 CFC-11 Yerine HCFC-123 Kullanılması Halinde Elastomerlerle Uyum	30
Tablo 6 HCFC-123'ün Çelik,Bakır, Alüminyum ve Ağır Naftenik Yağlar İle Stabilitesi .....	31
Tablo 7 Deneylerde Kullanılan Sesüstü lülesi Boyutları.....	36

## SİMGELER

COP	Performans katsayısı
T	Sıcaklık
s	Entropi
A	Alan
$\omega$	Emme (debi) oranı
$\eta$	Termik verim
Q	Isı debisi
W	İş
h	Entalpi
m	Kütlesel debi
v	Özgül Hacim
Ar	Alan oranı
D	Çap
$C_p$	Sabit basınçta özgül ısı
n	Sıkıştırılabilirlik faktörü
Q	Soğutma yükü
P	Basınç
t	Zaman
Z	Yükseklik
R	Gaz Sabiti
$\rho$	Yoğunluk
g	Yerçekimi ivmesi
V	Hız
ke	Kinetik enerji
pe	Potansiyel enerji
L	Genişlik

**Alt İndisler**

<i>b</i>	Buhar üretici (boylar)
<i>c</i>	Kondenser
<i>ev</i>	Evaporatör
<i>e</i>	Emme odası
<i>SM</i>	Soğutma makinası
<i>L</i>	Sesüstü lüle
<i>tr</i>	Tersinir
<i>mek</i>	Mekanik
<i>s</i>	Sekonder
<i>p</i>	Primer
<i>m</i>	Karışma odası
<i>l</i>	Sesüstü lülesi
<i>g</i>	Giren
<i>ç</i>	Çıkan
<i>i</i>	Hipotetik boğaz
<i>ss</i>	Soğutma suyu
<i>*</i>	Ejektörün kritik durumu

## 1. GİRİŞ

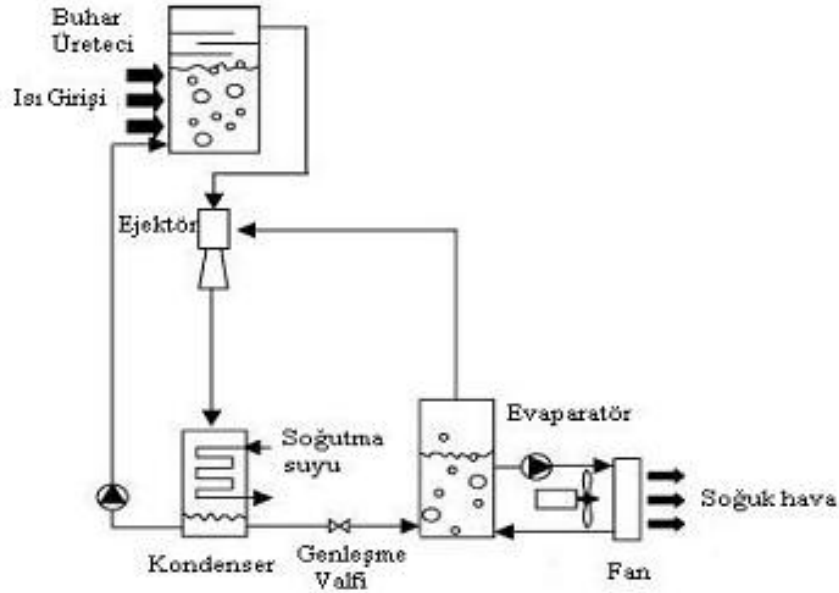
Enerjinin büyük ölçüde fosil enerji kaynakları olan petrol, doğal gaz, likit petrol gazı (LPG), kömür, odun ve benzerlerinden elde edildiği günümüz dünyasında, odun hariç diğer kaynakların 35 ile 200 yıl arasında tükeneceği tahmin edilmektedir. Enerji kaynakları azalırken dünya nüfusunun artması, giderek artan soğutma ve iklimlendirme ihtiyacı, bilim adamlarını konvansiyonel soğutma sistemlerine alternatif sistemler geliştirmeye zorlamış ve güneş enerjisi, hidrojen enerjisi, jeotermal enerji ve atık ısı gibi çeşitli enerji kaynakları üzerindeki araştırmalar hızlanmıştır.

Geleneksel soğutma sistemleri büyük çoğunlukla, fosil yakıtlardan elde edilen elektrik enerjisi ile çalışmakta ve bu sistemleri tahrik etmek için büyük miktarda enerji kullanmaktadır. Ayrıca termik santraller, gıda sektörü, kimyasal tesisler ve motorlu taşıtlar gibi birçok endüstriyel proses çevreye tekrar kullanılabilir atık ısı enerjisi çıkarmaktadır.

Hem alternatif yakıtların kullanılabilirdiği, hem de çevreye kullanılmadan atılan ısı vb. enerjileri, tahrik enerjisi olarak kullanan yeni sistemler üzerinde çalışmalar hızla devam etmektedir. Böylece günümüzde kullanılan mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerine alternatif sistemler geliştirilmekte ve enerji tüketimi de minimum seviyelere düşürülmektedir.

Mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerine alternatif bir sistem olarak görülen bu sistemlerden biri de ejektörlü soğutma sistemleridir. Ejektörlü soğutma sistemleri 1900'lü yılların başından beri bilinmektedir. İlk ejektör, buhar makinesinin (motorunun) kondenserinden buharı uzaklaştırmak için yaklaşık 1901 de Sir Charles Parsons tarafından icat edildi. Yaklaşık 1910 da ejektör ilk buhar ejektörlü soğutma sisteminde Maurice Leblanc tarafından kullanıldı. Bu sistemlerin ilk popüler etkisi 1930'larda başlamış (Sun ve Eames,1996) ve daha sonra, yüksek performans katsayısına sahip olması, az yer kaplaması ve işletiminin kolaylığı, mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerini ön plana çıkarmıştır (Aphornratana ve Eames, 1997). Enerjinin yüksek maliyeti ve enerji kaynaklarının giderek azalması yüzünden ejektörlü soğutma sistemleri tekrar

gündeme gelmiş ve araştırmacıların ilgi alanına girmiştir (Huang ve ark.,1985; Sokolov ve Hershgal, 1989, 1990, 1993; Eames ve ark., 1995; Sun, 1997, 1998).



*Şekil 1.1 Tipik buhar jet soğutma sistemi*

Ejektörlü soğutma sistemlerinin sıcaklığı düşük seviyede olan enerji kaynakları ile tahrik edilebilmesi, sessiz çalışması, kurulumu kolay ve basit olması gibi avantajları ile bugün soğutma ve iklimlendirme ihtiyacının büyük ölçüde karşılandığı mekanik sıkıştırımlı soğutma sistemlerinin yerini alacağı düşünülmektedir. Bu sistemlerde enerji kaynağı olarak güneş enerjisinden, çevreye kullanılmadan atılan ısı enerjisine kadar birçok enerji kaynağı kullanılabilir. Bu sistemlerde kullanılan sıvı pompasını tahrik etmek için gerekli elektrik enerjisi, konvansiyonel sistemleri tahrik etmek için kullanılan elektrik enerjisinin yaklaşık %5-10' u kadardır.

Ayrıca ejektörlü soğutma sistemleri gibi ısı ile çalışan soğutma sistemlerinin kullanımı küresel çevre ile ilgili problemleri, mevcut güç santrallerinde fosil yakıtların yanmasından ortaya çıkan CO<sub>2</sub> tarafından meydana getirilen sera etkisi gibi zararlı etkenlerinde azalmasına yardımcı olacaktır.

Sistemin diğer bir avantajı ise bu sistemle geniş bir sahadaki soğutkanların kullanılmasının mümkün olmasıdır. Ejektörlü soğutma sistemi üzerine çalışma yapan bilim adamları teorik ve deneysel çalışmaları sonucu bu sistemler için

tahrik akışkanı (iş gören akışkan) olarak, su buharı, R11, R123, R113, R114, R141b gibi çeşitli akışkanları kullanmışlardır.

Bu sistemlerin yaygın kullanılmamasının en önemli sebebi sistemin performans katsayısının düşük olmasıdır. Ancak halen bir çok araştırmacı sistemin performans katsayısını iyileştirmek için çalışmalar yapmaktadır. Eğer bu sistemlerin performans katsayısı tatmin edici değerlere ulaşabilirse gelecekte geniş bir uygulama alanı bulabileceği düşünülmektedir. Literatürde %35-40'lık performans katsayılarının elde edildiğinin belirtilmesi ileride bu sistemlerin kullanımının yaygınlaşabileceğinin işaretidir, Huang ve ark. (1997).

Bu çalışmada geometrik parametrelerin ejektörlü soğutma sisteminin performansına etkisini incelemek için boğaz çapları  $D_m = 8.22$  mm ve 9 mm olan iki karışma odasıyla boğaz çapları  $D_L = 2.66, 2.85$  ve 3.21 mm olan üç sesüstü lülesi kullanıldı. Dolayısıyla altı değişik alan oranı elde edildi ve bu altı sabit alan oranında sistem test edildi. Her alan oranı için önce optimum lüle konumu belirlendi. Sonra belirlenen bu konuma sesüstü lülesi getirilerek buhar üretici sıcaklığının performans katsayısına etkisi evaporatör sıcaklığı  $10^\circ\text{C}$  ve kondenser basıncı 125 kPa için belirlendi. Bu deneyle belirtilen çalışma şartları ve kullanılan alan oranı için performans katsayısının en büyük olduğu sıcaklık bu şart için optimum buhar üretici sıcaklığı olarak tespit edildi. Daha sonra diğer çalışma parametreleri sabit tutularak evaporatör sıcaklığının ve kondenser basıncının sistemin soğutma kapasitesine ve performans katsayısına etkisi belirlenerek optimum çalışma şartındaki performans katsayısı iki kez daha belirlenerek doğrulandı. Her alan oranı için bu deney tekrarlanarak değişik alan oranlarına ait optimum buhar üretici sıcaklıkları belirlendi. Alan oranı küçüldükçe optimum buhar üretici sıcaklığının düştüğü ve performans katsayısının biraz azaldığı görüldü. Alan oranı ve karışma odası geometrisi çalışma parametrelerine uygun olmadığı zaman performans katsayısının düştüğü gözlemlendi. Alan oranının yaklaşık 6.5 ila 11.5 sahasında  $83$  ve  $103^\circ\text{C}$  buhar üretici sıcaklığı arasında, performans katsayısının yaklaşık %30 ila %40 arasında değiştiği anlaşıldı.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

1930'larda ilk geliştirilen buhar jet soğutma üniteleri büyük binaların klima sistemleri için kullanılmasıyla bu sistemlerin popülerliği artmıştır. Buhar ejektör çevrimlerinin yerine daha sonra mekanik kompresörler kullanan sistemler geçti. O zamandan beri, ejektörlü soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ve kullanılabilir hale getirilmesi, buhar sıkıştırılmalı çevrimlerin iyileştirilmesi üzerine yoğunlaştığından hemen hemen durgun halde kaldı. Ejektör optimizasyonu ile ilgili çalışmalar ise 1950'lerden sonra başlayıp günümüze kadar gelmiştir (Sun DW. 1997a).

Elrod (1945), yaptığı deneysel ve teorik çalışmada sistemdeki sekonder (emilen akışkan) akışkanın basıncındaki düşmeyi ve momentumunu ihmal ederek basitleştirilmiş bir ejektör teorisi kurdu. Ancak, bu ihmal nedeniyle teorik sonuçların deneysel sonuçlarla uyuşmadığı ve bu kabulün yapılamayacağı Lu ve ark. (1993) tarafından ifade edildi.

Balasubramaniam (1975), ejektörlü klima sisteminin motorlu taşıtlara uygulanabileceğini yaptığı termik analizlerle ortaya koydu. Bu sistemin, alışılmış mekanik sıkıştırılmalı sistemlerin, motordan çektiği mekanik enerjiyi ortadan kaldırarak taşıtlarda %7'lere varan yakıt tasarrufu sağlayacağını ifade etti. Ayrıca mevcut motorlu taşıtlara bu sistemin nasıl adapte edilebileceğini de araştırdı.

Motorlu taşıtlarda bu sistemin kullanılabilmesi Chen (1978) tarafından da ifade edildi. Chen, Elrod'un sabit basınç modeline dayalı ejektör teorisini kullanarak bir ejektörlü sistem geliştirdi. Bu sistem de 2 lt. silindir hacmine sahip bir motorun soğutma suyuyla atılan ısı enerjisi, tahrik enerjisi olarak seçildi ve 8,2 KW'lık bir soğutma yükünün elde edilebileceği teorik olarak ortaya konuldu (Sun DW., Eames I.W. 1995).

Munday ve Bagster (1976,1977) ejektörün tasarımında, sabit basınç modelinde kabul edildiği gibi basıncın sabit kalmadığı, primer (tahrik) ve sekonder (emilen) akışların basınçlarının düştükten sonra karışmaya başladığını ifade ettiler. Bir ejektör için sekonder akışın boğulduğu minimum kesit alanının (aerodinamik boğazın), primer lüle boğazı kesit alanına oranının yaklaşık sabit olduğunu belirlediler. Ancak daha sonra bu kabulün doğru olmadığı ve ortalama

sabit bir değer alınabileceği Huang ve ark. (1985) tarafından ifade edildi (Sun DW., Eames I.W. 1995).

Hammer (1978,1980) yaptığı çalışmalarda u tip ejektör üzerine deneyler yaptı. Ejektörlü ısıtma-soğutma sisteminin 90°C sıcaklık civarında bir ısı kaynağını kullanarak çalışabileceği bir sistem geliştirdi. Bu sistem için otomobillerin çekici bir uygulama alanı olduğunu ifade etti (Ersoy H.K., Yapıcı R. 2003).

Addy ve ark. (1981), sabit alan analizine dayanan ejektör akış modelini ortaya koydular. Difzrsz bir ejektörü tek boyutlu analiz metodunu kullanarak teorik ve deneysel olarak incelediler. Bu alışmalarında, Munday ve Bagster'in (1976,1977) vurguladığı sekonder akışın boğulması olayını sabit alan modelinde dikkate aldılar. Elde edilen teorik sonuçlarla deneysel sonuçların uyum içinde olduğunu gördüler.

Dutton ve Carrol (1983), doğal gazın satışa sunulduğu boru tanklarının öncesindeki petrol depolama tankları içinde kalan doğal gazın, tekrar satış hattına pompalanmasında kullanılmak üzere ejektörü optimize ettiler (Sun DW., Eames I.W. 1995).

Huang ve ark. (1985), ejektör performans karakteristikleri ve jet soğutma sistemlerinin dizayn analizi üzerine yaptıkları çalışmada evaporatörden emilen akışta meydana gelen boğulma olayının ejektör performansı üzerinde önemli bir rol oynadığını belirlediler. Karışma odasında, emilen akıştaki hipotetik efektif alanla ilişkilendirilen ejektör boğulmasının, ejektörün kritik geri basıncın altında çalıştığı zaman meydana geldiğini ve deneylerle analiz edilen efektif alanların sabit olmadığı fakat çalışma koşullarıyla değiştiğini belirlediler. Ayrıca deney sonuçlarından ejektör performans karakteristiklerini gösteren ve jet soğutma sistemlerinin dizayn analizinde ele alınan performans haritalarını elde ettiler.

Chen ve Hsu (1987), Elrod'un ejektör teorisini kullandı ve 93.3°C sıcaklıktaki bir ısı kaynağı, 43.3°C kondenser sıcaklığı ve 10°C evaporatör sıcaklığı için ejektörlü sistemin performans katsayılarını, soğutma modunda 0.3 ve ısıtma modunda 1.3 olarak belirledi. Sistemde alışma akışkanı için R-11 kullandılar (Chen YM., Chung YS. 1997).

Sokolov ve Heshgal (1989,1990), yaptıkları deneysel bir çalışmada ejektörlü soğutma sisteminin performansını iyileştirmek için mekanik sıkıştırımlı çevrim ile ejektörlü çevrimin birleştirilmesiyle sistemin performans katsayısının sadece mekanik sıkıştırımlı sistemin kullanıldığı çevrime göre %300 artacağını belirttiler. Ayrıca sistem için en uygun akışkanın R-114 olduğunu belirttiler. Bu gün ise sistem için farklı akışkanlar kullanılmaktadır.

Sokolov ve Hersgal (1990), iki farklı ejektörün kullanıldığı soğutma makinasının dizaynını gerçekleştirip, onun çalışmasını deneysel olarak incelediler. Dizayn noktalarının ve sistem parçalarının seçimini detaylıca anlattılar. İşletme testlerinde şu gözlemlendi; Sistemden gerçekleştirilmesi istenen şartlar ve çevresel faktörler dizayn limitleri içinde değiştiği sürece, sistem düzgün bir işletmeye uygundur. Sistemde iki ayrı ejektör test edilmiş, gerçek ve dizayn performanslarının yakın olduğu görülmüştür. Sisteme uygun kontrol uygulandığı zaman hiçbir çalıştırma problemiyle karşılaşılmamıştır. Sistemin serbest bir ısı kaynağı mevcut olduğunda mevcut sistemlere bir rakip olacağı gösterilmiştir.

İngiltere’de toplanan çöpler yakılarak kış aylarında ısıtma için kullanılırken, yaz aylarında ise bu ısı enerjisi çevreye atılmaktaydı. Eames ve ark. (1995), yaz aylarında atılan bu ısı enerjisini değerlendirmek için absorpsiyonlu ve ejektörlü soğutma sistemlerini incelediler. Absorpsiyonlu sistemin, ejektörlü sisteme göre ilk yatırım maliyetinin iki kat olduğunu belirleyerek ejektörlü soğutma sistemini tercih ettiler. Sistemde iş gören akışkan olarak R-718 (su buharı) kullandılar ve Keenan ve ark.’nın 1950’de tasarladıkları ejektör teorisini kullandılar (Ersoy H.K. 1999).

Al-Khalidy ve Zayonia (1995), odaklı güneş kolektörleri ile tahrik edilen ejektörlü soğutma makinesinde enerjinin korunumunu ele aldılar. Burada ısı kaynağının sıcaklığı 70<sup>0</sup>C ile 100<sup>0</sup>C arasındaydı. Çalışmalarında ejektörün teorik dizaynını ve deneysel incelenmesini gerçekleştirdiler. Sistemlerinde soğutucu akışkan olarak R113 kullandılar. Ejektör verimine etki eden üç temel etken olan buhar üretici, evaporatör ve kondenser sıcaklıklarının sistem performansına etkileri araştırılmıştır. Deneysel sonuçlar gözlemlendi; Düşük evaporatör sıcaklıklarında kondenser sıcaklığı sistem üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Ayrıca maksimum ejektör verimini %31 olarak bulmuşlardır.

Sun (1996), ejektör geometrisinin sistem performansına etkisini analiz etti. 5kW'lık bir buhar jet soğutucusu için gerekli teknik verileri sundu. Deneysel ve teorik çalışmalarında sabit geometrili ejektörlü soğutma çevrimlerinin düşük COP'la sınırlandığı ve değişken çalışma koşulları altında optimum performansa ulaşmadaki güçlükleri tespit etmiş ve değişken geometrili ejektörlerin bu problemlerin üstesinden gelebileceğini göstermiştir.

Sun ve Eames (1996), mevcut ejektör teorilerini kullanarak ejektörlü soğutma sistemleri için bir bilgisayar simülasyon modeli geliştirdiler. Bu model, iç tersinmezliklerin ejektöre eklenmesine müsaade eder ve sistemin performans katsayısını arttırmak için rejeneratör ve ön soğutucu eklenmesine imkan verir bir şekildedir. Ayrıca çalışmalarında kullandıkları HCFC-123 akışkanı CFC-11 akışkanının bir eşdeğeri olabilmektedir. Sonuçlar ayrıca çalışma koşulları değiştiğinde değişken geometrili ejektörlerin kullanımının soğutma sisteminin optimum performansı sağlamayı sürdürdüğünü göstermiştir.

Chen ve Sun (1997), çalışmalarında bir buhar soğutma sistemindeki deneysel ejektörün karakteristiklerini 5-15°C evaporatör sıcaklıkları 95-135°C ye buhar üretici sıcaklıkları 23.37 'den 53.18 mbar kondenser basınçları (yani 20-34°C kondenser sıcaklıkları) sahası boyunca incelediler. Boyler sıcaklığı arttıkça debi oranının önce arttığı sonra azaldığı gösterildi. Sistemde üç farklı boğaz çapında ejektör sesüstü lülesi kullandılar. Her bir lüle için optimum boyler sıcaklıkları vardı. Sekonder akıştaki boğulma olaylarının sistem için "sabit kapasite" diye anılan duruma sebep olarak, ejektör performansında önemli bir rol oynadığı belirtildi. Evaporatör sıcaklığı yükseldikçe, yüksek evaporatör sıcaklığında sistemin ekonomik çalışmasına sebep olarak debi oranı aniden arttı. Ayrıca sistemin optimum çalışma kontrolünün analiz edilmesi için deneysel datalardan bir ejektör performans haritası çıkarıldı. Yaptıkları deneyler şunu gösterdi; Kondenser sıcaklığı kritik değerden küçük olduğu zaman sabit evaporatör ve boyler sıcaklığı için ejektörün debi oranı kondenser basıncından bağımsızdır ve debi oranı kondenser basıncı bu kritik değeri aşınca aniden sıfıra düşer. Deney aynı zamanda şunu gösterdi; sabit evaporatör ve kondenser basıncı için debi oranı önce buhar üretici sıcaklığı arttıkça maksimum bir değere hızla artar ve sonra azalır. Bu nedenle optimum bir buhar üretici sıcaklığı mevcuttur.

Bu sıcaklık optimum sıcaklıkta ve dolayısıyla da kondenser kritik kondenser basıncında olduğu zaman sistemin kritik bir şartta çalıştığı anlaşılmıştır. Bu performans karakteristiği, evaporatörden çekilen veya sekonder buhar için aerodinamik daralma lülesinde boğulma olayında meydana gelir. Bu ejektör boğulması, genellikle ejektörün sabit alanlı kısmında veya difüzör kısmında meydana gelen ses üstü çapraz şok dalgasından kaynaklanır. Ayrıca deney şunu gösterir, ejektör yüksek evaporatör sıcaklıklarında görevini çok iyi bir şekilde yerine getirebilir. Bu nedenle yüksek evaporatör sıcaklıkları ejektörün kullanımının tam anlamda yapılmasını sağlayabilir. Sistemin ekonomik olarak çalışmasını sağlamak için tedbirler alınmalıdır. Açıkçası sistem performansı ejektör performansı ile yakın ilişkiye sahiptir ve dolayısıyla ejektörün performans karakteristikleri aynı zamanda sistemin performans karakteristiklerini gösterir. Lüledeki primer akışın boğulmasını muhafaza etmek için buhar üretici basıncının evaporatör basıncına oranının 1.86 dan yukarıda olması gerektiği hesaplandı. Tüm deneylerde basınç oranı daima 1.86 dan çok yüksekti. Bu nedenle primer lüle daima boğulmuş şartlarda çalıştı. Boğulmuş şartlar altında lüleden geçen akışın kütle debisi kondenser ve evaporatör şartlarından etkilenmediğini belirtmişlerdir (Yetişen C.C. 2005).

Huang ve ark. (1997), iş gören akışkan olarak R-141b kullanan yüksek performanslı bir ejektör soğutma sistemi üzerinde deneysel bir çalışma yaptılar. R-141b, düşük kaynama noktasına ve yüksek performansa sahip olduğu için diğer soğutucu akışkanlara göre daha iyi COP değeri verdiği belirtildi. Geliştirilen bu sistemin performans analizi için Eames ve ark.' kine benzer fakat Munday ve Bagster tarafından ileri sürülen sekonder akışın boğulma olayını da içine alan bir boyutlu (1-D) gaz dinamik modelini geliştirdiler. Bu modelden elde edilen sonuçlar ile sistemin performansı değerlendirildi. Geliştirdikleri tek kademeli ejektörlü soğutma sisteminde jeneratör sıcaklığı 90°C, yoğuşturucu sıcaklığı 28°C ve buharlaştırıcı sıcaklığı 8°C için deneysel olarak COP 0.5 elde edildi. Ayrıca güneş enerji kaynaklı uygulamalarda jeneratör sıcaklığı 95°C, evaporatör sıcaklığı 8°C ve güneş radyasyonu 700 W/m<sup>2</sup> için genel COP değerinin 0.22 olduğu belirtildi (Huang ve ark., 1998).

Nehad Al-Khaldy (1997), çalışma akışkanı için R-113 kullanan bir ejektör çevrimli soğutma makinesini deneysel olarak inceledi. Sistemde güneş enerjisi gibi düşük ısı kaynağı kullanmak ve sistemi atık ısı ile çalıştırmak mümkündür. Ejektör çevrimli soğutma makinesinde yüksek moleküler ağırlıklı soğutucu akışkan kullanımı buhar jet sisteminin dezavantajlarını azalttığı ve atık ısı ile çalıştırıldığı zaman ekonomik bir sistemin kurulabileceği belirtildi (Al-Khalidy N., Zayonia A. 1995).

Chen, Yen ve Huang (1998 ), ejektörlü soğutma sisteminde kullanılabilen R113, R114, R142b ve R718 akışkanlarının karakteristiklerini karşılaştırdılar. Her akışkan için, kondenser geri basıncının, evaporatör basıncının ve buhar üretici basıncının değişimine karşılık gelen kritik boğulma şartlarını tespit ettiler. Sonuçları kullanılabilir bir performans eğrisine ve COP çizelgesi haline getirdiler. Bu çalışmada R113 kuru akışkanının ejektör uygulamaları için en iyi performansı gösterdiğini, ıslak akışkan olan R142b'nin performansının en kötü olduğunu belirlemişlerdir. Çünkü akışkanın karışma bölümünde yoğuşması ejektördeki ikincil akışın emilmesini engeller. R718 (su buharı) akışkanının da ıslak akışkan olmasına rağmen çevre dostu olması, emme oranı ve sıkıştırma oranı dikkate alındığında 142b'ye göre daha iyi performans gösterdiğini belirlediler. Ayrıca, R718'in düşük buhar jeneratörü sıcaklıkları altında çalışabilmesinin enerji kaynağı olarak güneş enerjisinin de kullanılabilirliğini mümkün kılacağını belirttiler.

Aphornratana ve Eames (1998) tarafından yapılan dikkate değer bir çalışmada, Şekil 2.1'de gösterildiği gibi, ejektör ve absorpsiyonlu sistem birleştirilerek hibrit bir sistem oluşturuldu. Sistem de ejektör; jeneratör ve kondenser arasına yerleştirildi. Eğer yüksek sıcaklıklı bir ısı kaynağı mevcutsa, jeneratör sıcaklığının yükseltilebileceği ve solüsyon konsantrasyonunun sabit tutulabileceği belirtildi. Dolayısıyla jeneratör içindeki kristalizasyon olayının önlenilebileceği belirtildi. Ejektör, jeneratördeki hareket ettirici akışkan için yüksek basınçlı buhar kullanıldı. Evaporatörden gelen akışkanın bir kısmı ejektöre sekonder akışkan olarak gönderildi, diğer kısmı absorbere yollandı. Böylece COP'un geleneksel sistemden daha yüksek olduğu ifade edildi. (Chunnanond K., Aphornratana S., 2003).



kütle debisi lülenin öncesindeki (buhar üretici) basınca bağlı ve ejektörün sonrasındaki basınçtan (kondenser ve evaporatör) bağımsızdı. Primer akışın debisi sabit olduğundan buhar üreticine ısı girişi sadece onun basıncıyla belirlendi. İkinci bir boğulma karışma odası boğazında görüldü. Bu, karışmış akışın debisinin sabit kalmasına ve sonraki basınçtan (kondenser) bağımsız olmasına sebep oldu. Bu nedenle, karışmış akışın debisi ve sadece önceki basınç (evaporatör) değiştirilerek değiştirilir.

Sun (1999), içinde halokarbon bileşikleri, organik bileşikler ve su buharının da olduğu 11 değişik akışkanı ejektörlü soğutma sisteminde kullanılmak üzere seçmiş ve bir bilgisayar simülasyon programı geliştirerek bu akışkanların performanslarını karşılaştırmıştır. Bu program, ejektörlü soğutma sisteminin performansının tahminini ve sistem için optimum ejektör dizayn dataları sağlamıştır. Sonuçlar şunu göstermiştir ki, buhar-jet soğutma sistemleri en düşük COP değerine sahiptir. CFC'ler içinde R12 en iyi performansı vermiştir. HCFC'ler içinde R142b yüksek COP değeri vermiştir. R152a soğutucu akışkanı diğer tüm akışkanlara göre en iyi performansı vermiştir.

Eames ve Wu (1998, 2000), tarafından bir dizi çalışma yapıldı. Bu çalışmalarda hibrit ejektör-absorpsiyon çevrimi önerildi ve incelendi. Bu çevrim bir buhar jet ısı pompası ve bir basit etkili absorpsiyonlu soğutma sistemi arasında bir kombine edilmiş çevrim olduğu belirtildi. Sistemde soğutucunun yoğunlaşması boyunca atılan ısıyı geri kazanmak için bir buhar jet ısı pompası kullanıldı. Bu geri kazanım ısıyı bir absorpsiyonlu sistemin jeneratörüne geri verildi. Bu durumda solüsyonun maksimum sıcaklığı 80°C oldu. Böylece korozyon problemi elimine edildi. Deneysel COP' un 1.03 olduğu iddia edildi .

Tomasek ve Radhermacher, ev tipi buzdolaplarının dondurucularında ejektör kullanımını önerdiler. Onlar normal ejektör soğutma sisteminden farklı sistemde bir kompresör ve bir de separatör kullandılar. Dizayn ettikleri sistemin performansını tek kompresörlü (Orijinal) ve çift kompresörlü sistem ile karşılaştırdılar. Bileşik Ejektör-Kompresör sisteminin performansı tek kompresörlü sistemden daha iyi olduğu, fakat en iyi COP değerini çift kompresörlü sistemin verdiği ifade edildi.

Huang ve ark. (2001), ejektör ve kompresör alt çevrimli bir bileşik soğutma sistemini tanıttılar. Ejektör-Kompresör makinesinde kompresör alt çevrimindeki süper ısıtıcı buhar soğutucusundan atılan ısı ile ejektör alt çevrimini tahrik etmekte kullandılar. Ejektör soğutma sisteminden elde edilen soğutma etkisini, sistemin COP değerini artırmak için kompresör alt çevriminin yoğunlaşmış sıvısını soğutmak için kullandılar. Elde ettikleri analitik ve deneysel sonuçlar sistemin fizibilitesini doğruluyordu. Sistemin COP' unda %10 bir iyileşme oldu ve maksimum %24'lük bir iyileşme olabileceği belirtildi.

Yapıcı ve Ersoy (2005), sabit alan modeline göre ejektörlü soğutma sisteminin optimum performans karakteristiklerini R123 soğutucu akışkanı için elde ettiler. R123 soğutucu akışkanı bu çalışmada kullanılan R11 soğutucu akışkanının alternatifidir ve bu akışkanla çok yakın performansa sahiptir. Bu araştırmacılar elde ettikleri sonuçları Sun ve Eames'in ( 1996) sabit basınç modeli ile elde ettikleri sonuçlarla kıyasladılar. Bu kıyaslamaya göre, düşük evaporatör veya yüksek kondenser sıcaklıklarında bu iki farklı modele göre tasarlanan ejektörlü soğutma sistemlerinin performansları hemen hemen aynı olmaktadır.

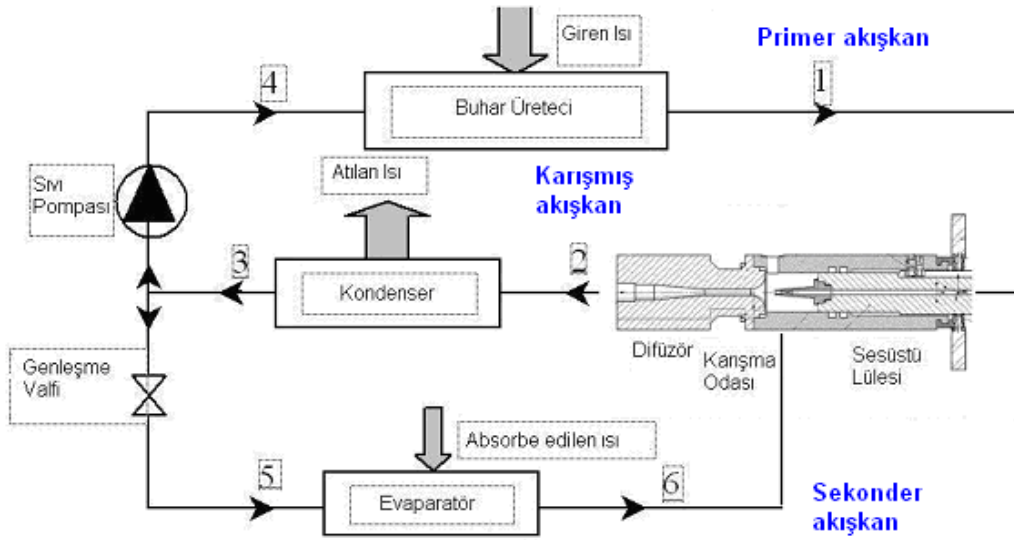
### 3. MATERYAL VE METOD

#### 3.1. Ejektörlü Soğutma Sistemi

Ejektörlü soğutma makinesinin çalışma prensibi kısaca şöyledir; Bir ısı motoru ve bir buzdolabının birleşmesi gibi düşünülebilir. Isı motoru ısıyı mekanik işe dönüştürür. Daha sonra soğutucu, bu mekanik işi soğutma prosesi için tahrik enerjisi olarak kullanır ve soğutma etkisi üretir. Ejektörlü soğutma sistemi şematik olarak Şekil 3.1.1’de gösterilmiştir.

Mekanik sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde mekanik enerji veya elektrik enerjisi ile tahrik edilen kompresörlerin yerini ejektörlü soğutma sistemlerinde ısı enerjisini kullanarak çalışan ejektör almıştır. Bunun için ejektöre termik kompresör de denir.

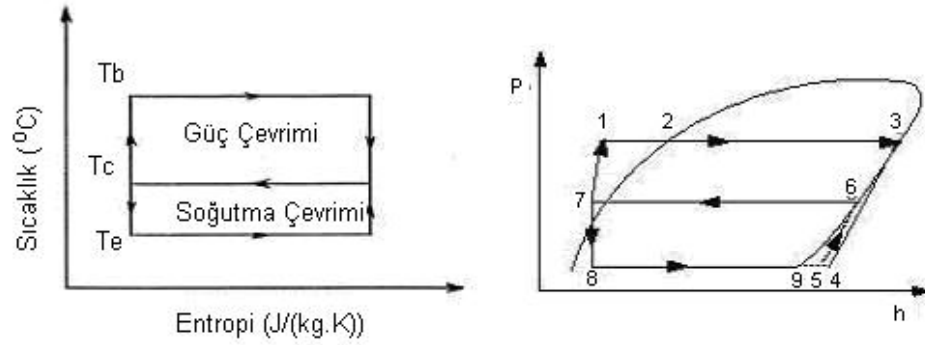
Sistem altı temel elemandan ve iki ayrı çevrimden oluşur. Bu elemanlar: buhar üretici (boyler), ejektör, kondenser (yoğuşturucu), genişleme valfi, evaporatör (buharlaştırıcı) ve sıvı pompasıdır.



Şekil 3.1.1 Tipik Ejektörlü Soğutma Sistemi

Şekil 3.1.2’de gösterildiği gibi çevrimlerden biri güç çevrimi, diğeri ise soğutma çevrimidir. Güç çevrimi saat ibresi yönünde gerçekleşir ve sistemdeki soğutucu akışkan; buhar üretici, ejektör, kondenser (yoğuşturucu) ve sıvı pompası yolunu takip ederek tekrar buhar üreticine geri döner. Soğutma çevrimi ise saat ibresi tersi yönünde gerçekleşir ve evaporatörden doymuş buhar olarak çıkan akışkan; ejektör, kondenser ve genişleme valfinden geçerek tekrar evaporatöre geri döner. Güç çevriminden elde edilen güç, soğutma çevriminde tahrik gücü olarak kullanılır. Soğutma çevriminde klâsik sistemlerdeki kompresörün yerini ejektör almıştır.

Sistemde ilk olarak bir ısı kaynağından ısı çekilir ve çekilen bu ısı ile buhar üreticinde yüksek basınçlı buhar elde edilir. “primer akış” olarak da adlandırılan bu buhar, ejektörde tahrik akışkanı olarak görev yapar. Primer akış, ejektörün içindeki sesüstü lülesinden geçirilerek genişletilir. Primer akışın genişlemesi sonucunda karışma odası girişinde bir vakum meydana gelir ve evaporatörden ejektöre gelen “sekonder akış” olarak adlandırılan akışkanı emer ve iki akış karışma odasında birbiriyle karışır. Primer ve sekonder akışın karışması ile “karışım akış” olarak adlandırılan akış, ejektördeki karışma odası ve difüzörden geçerek kondenser basıncına kadar sıkıştırılır. Kondenserden çıkan akışkan iki kola ayrılır.



Şekil 3.1.2 Ejektörlü soğutma çevrimi a)  $T$ - $s$  diyagramı, b)  $P$ - $h$  Diyagramı

Akışkanın bir kısmı buhar üreticine geriye kalan kısmı ise evaporatöre doğru gider. Buhar üreticinin basıncı kondenser basıncından daha yüksek olduğu için, kondenserden sıvı olarak gelen akışkanın basıncı bir sıvı pompası ile artırılarak buhar üreticine gönderilir ve buhar üreticinde yüksek basınçlı buhar haline getirilir. Evaporatöre doğru giden akışkan ise evaporatör basıncının kondenser basıncından daha düşük olmasından dolayı akışkan basıncı bir genişleme valfinden geçirilerek evaporatör basıncına düşürülerek evaporatöre gönderilir. Evaporatörde soğutulacak ortamdan ısı çekerek buharlaşan akışkan, sekonder akış olarak tekrar ejektöre girer. Çevrim bu şekilde devam eder.

Burada güç çevrimi buhar üretici ( $T_b$ ) ve kondenser ( $T_c$ ) sıcaklıkları arasında saat ibresi yönünde gerçekleşir. Akışkanın buhar üretici sıcaklığından kondenser sıcaklığına inerken ürettiği iş, soğutma çevriminde akışkanı evaporatör basıncından kondenser basıncına sıkıştırmak için kullanılır. Farklı iki sıcaklık arasında çalışan bir güç çevrimi için maksimum termik verim tersinir Carnot çevriminden elde edilebilir. Bu çevrim için termik verim;

$$\eta = \frac{T_b - T_c}{T_b} \quad (3.1.1)$$

şeklinde ifade edilir.

Bir soğutma makinesinin verimliliği (etkinliği) performans katsayısı ile ifade edilir ve  $(COP)_{SM}$  ile gösterilir. Soğutma makinesi soğutulan ortamdan  $Q_e$  bir miktar ısı çekmektedir. Ayrıca soğutma etkisi oluşturmak içinde çevrime, bir miktarda dışardan iş ( $W_{net}$ ) verilmesi gerekir. Bu durumda soğutma makinesinin performans katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$(COP)_{SM} = \frac{\text{Ortamdan Çekilen Isı}}{\text{Harcanması Gereken İş}} = \frac{Q_e}{W_{net,giren}} \quad (3.1.2)$$

Tersinir bir soğutma çevriminin performans katsayısı ters Carnot çevriminin performans katsayısına eşittir. Kondenser ( $T_c$ ) ve evaporatör ( $T_e$ ) sıcaklıkları arasında çalışan bir tersinir soğutma çevriminin performans katsayısı aşağıdaki gibidir.

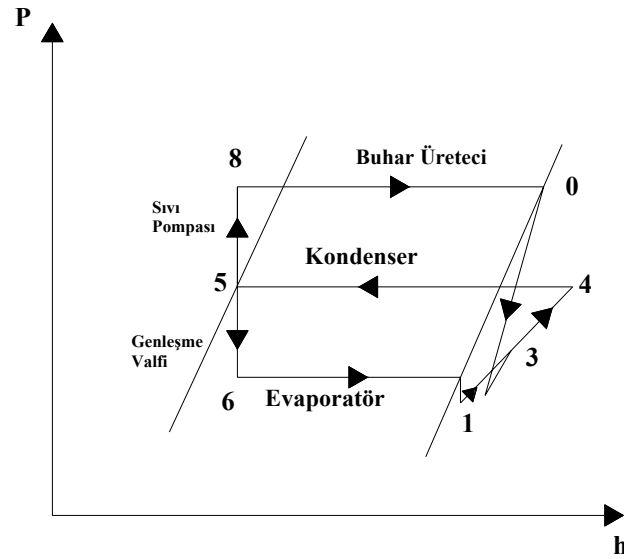
$$(COP)_{SM,ter} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (3.1.3)$$

Bu iki çevrimden oluşan ejektörlü soğutma sisteminin tersinir performans katsayısı şu şekilde tanımlanır.

$$(COP)_{ter} = \frac{T_e \cdot (T_b - T_c)}{(T_c - T_e) \cdot T_b} \quad (3.1.4)$$

Ejektörlü sistemin gerçek performans katsayısı şu şekilde tanımlanır;

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_b + \dot{W}_{mek}} \quad (3.1.5)$$



Şekil 3.1.3 Ejektörlü Soğutma Sisteminin P-h diyagramı

Şekil 3.1.3’de verilen ejektörlü soğutma sisteminin P-h diyagramına göre denklem 3.1.5 termodinamik özellikler cinsinden düzenlenirse, performans katsayısı

$$COP = \frac{m_s(h_7 - h_5)}{m_p[(h_0 - h_5) + v_5(P_0 - P_5)]} \quad (3.1.6)$$

şeklinde tanımlanır. Burada  $m_p$  daha önce tanımlanan buhar üreticinde üretilen “pirimer akışkan” debisi,  $m_s$  ise evaporatörden emilen “sekonder akışkan” debisidir. Buradaki  $\frac{m_s}{m_p}$  oranına ejektörün emme (debi) oranı adı verilir ve

$$\omega = \frac{m_s}{m_p} \quad (3.1.7)$$

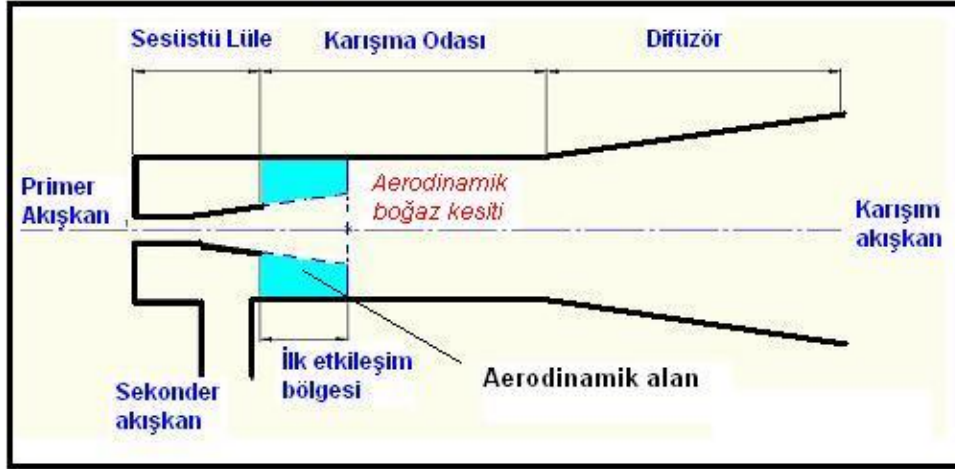
şeklinde gösterilir.

Denklem 3.1.6, denklem 3.1.7 kullanılarak yeniden düzenlenirse,

$$COP = \omega \frac{(h_7 - h_5)}{[(h_0 - h_5) + v_5(P_0 - P_5)]} \quad (3.1.8)$$

elde edilir. Burada  $W_{mek} = m_p v_5 (P_0 - P_5)$  sıvı pompasına verilmesi gereken iş miktarıdır ve buhar üreticinde sisteme verilen ısının %1’inden daha düşük bir değerdir. Bu yüzden hesaplamalarda ihmal edilebilir bir değere sahiptir. (Ersoy ve Yapıcı.1998)

### 3.2. Ejektörün çalışma prensibi



Şekil 3.2.1 Ejektör Şematik Resmi

Isıl kompresör olarak da bilinen ejektör, sistemin kalbi olarak kabul edilir. Çünkü sekonder akışın primer akış debisine oranı olarak da tarif edilen ejektör debi oranı ( $m_s/m_p$ ), sistemin performansını doğrudan etkiler. Bundan dolayı ejektör dizaynı oldukça önemlidir. Ejektörün şematik resmi Şekil 3.2.1’de görülmektedir.

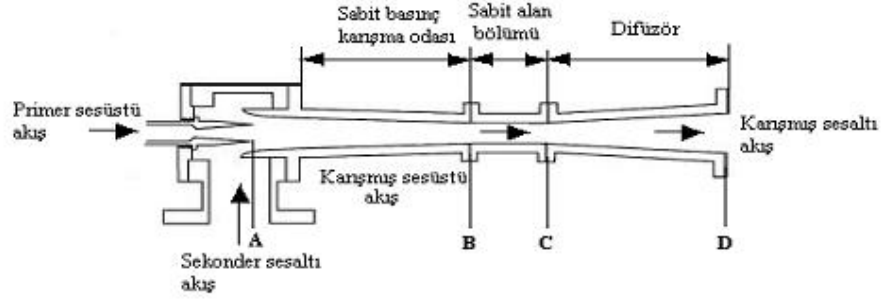
Ejektör temel olarak üç bölümden oluşur. Bunlar; sesüstü lülesi, karışma odası ve difüzördür. Ejektörler birçok amaç için kullanılır, ancak temel işlem hepsi için aynıdır. Buhar üreticinde yüksek basınç ve sıcaklıkta üretilen akışkan (primer akışkan), durgun halde ejektörün sesüstü lülesine girer. Burada basınç ve sıcaklığı düşerken hızı, sesüstü hıza ulaşır. Yüksek hızlı primer buhar, ejektörün karışma odasına doğru giderken, bu karışma odasının öncesinde oluşturduğu vakum ile durgun durumdaki sekonder buharı evaporatörden emme odasına emer. Primer ve sekonder akışkanlar, sesüstü lülesi çıkış kesitinde birbiriyle etkileşmeye başlar ve bu etkileşme karışma odasında iki akışkanın karışması esnasında da devam eder. Karışma tamamlandıktan sonra, karışma odasındaki kalın sınır tabakasının etkisi ile karışma odası uzunluğuna ve kondenser karşı basıncının

yeterince düşük olmasıyla burada eğik şok dalgaları oluşur. Bu şok dalgalarının etkisi ile akışkanın hızı sesaltı hıza geçerek difüzöre girer. Difüzörde akışkanın hızı, epeyce düşürülür ve böylece akışkanın basıncı da yoğunlaştırıcı geri basıncına kadar artırılır. Sonuçta, primer akışkan, düşük basınçtaki sekonder akışkanı emerek bir karışım oluşturmuş ve bu esnada da sekonder akışkanın basıncını artırarak bir yerden başka bir yere pompalanmasını sağlamıştır.

Ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısını (COP) doğrudan etkilediği için ejektör, sistemin en önemli ve temel elemanı olarak görülür. Bu nedenle ejektör performansı oldukça önemlidir. Ejektörler, “sabit basınç modeli” ve “sabit alan modeli” olarak adlandırılan başlıca iki modele göre tasarlanır (Sun DW., Eames I.W. ,1995).

### **3.3. Sabit Basınç Modeli**

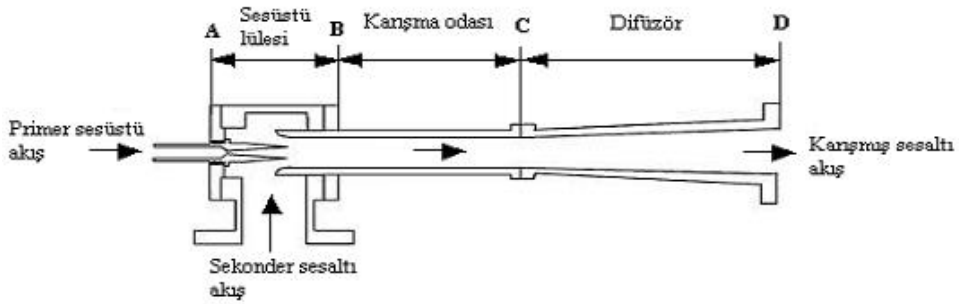
Temel prensiplerini 1950 yılında Keenan ve ark.’nın ortaya koyduğu ve ejektörlü soğutma sistemi üzerinde çalışan araştırmacıların birçoğunun kullandığı bir modeldir. Bu modelde akışkanların karışmasının Şekil 3.3.1’de gösterildiği gibi A ve B kesitleri arasında sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilir. C kesitinden üniform sesaltı akış olarak ayrılan akışkanın basıncı difüzörde artırılır. Bu model de şu kabuller yapılır; ejektör girişinde primer ve sekonder akışkanın ve ejektör çıkışında karışmış akışkanın durgun olduğu, bütün kesitlerde hızların üniform olduğu, karışmanın A ve B kesitleri arasında meydana geldiği ve ejektör çıkışında da akışın sesaltı akışa döndüğü kabul edilir.



Şekil 3.3.1 Ejektör Sabit Basınç Modeli

### 3.4. Sabit Alan Modeli

1950 yılında yine Keenan ve ark.'nın ortaya koyduğu bu modele göre akışkanın karışması Şekil 3.4.1 'de görüldüğü gibi sabit alanda gerçekleşmektedir. Sabit alan modeli ile elde edilen teorik sonuçlar deneysel sonuçlarla çok iyi uyuşur.



Şekil 3.4.1 Ejektör Sabit Alan Modeli

Bunun sebebi sabit basınç modelinde öngörülen basıncı sabit tutacak geometrinin nasıl olacağını tam olarak belli olmaması ve her çalışma koşulu için bunun değişecek olmasıdır (Keenan ve ark., 1950). Sabit basınç modelinde emilen

(sekonder) akışın boğulmasına neden olabilecek aerodinamik boğazın dikkate alınmaması deneysel sonuçlarla teorik sonuçların iyi örtüşmemesinin temel nedenidir. (Munday ve Bagster., 1977). Bu nedenlerden dolayı sabit alan modeliyle yapılan ejektör analizleri aerodinamik boğaz analizinin yapılabilmesini mümkün kıldığından daha gerçekçidir.

Ancak sabit basınç modeline göre dizayn edilen ejektörler geniş bir sahada diğerine göre daha yüksek performansa sahiptir.

Bu çalışmada sabit alan modeline uygun olarak dizayn edilmiş bir ejektör kullanılmıştır. Sabit alan modelinde akışların karışmasının karışma odasında sabit alanda gerçekleştiği kabul edilmektedir. Bu çalışmada ejektör dizaynına yer verilmiş; farklı geometrilerin oluşturulmasına imkân tanıyan bir ejektör kullanılarak, sistemin bu farklı geometrilerden ve lüle konumundan nasıl etkilendiği üzerinde durulmuştur.

### 3.5. Ejektörde Meydana Gelen Boğulma Olayı ve Etkisi

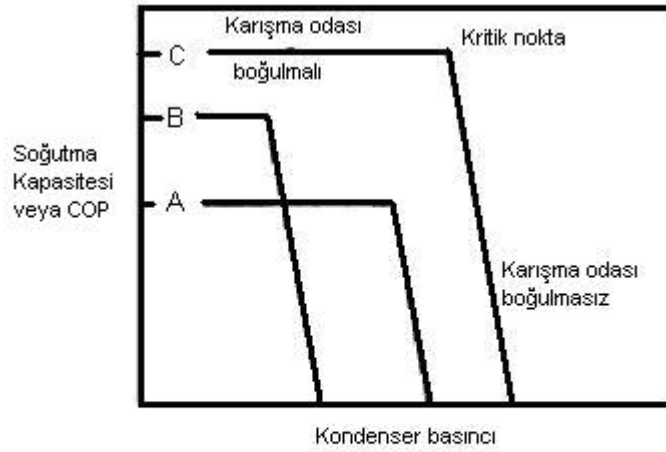
Debi oranının kondenser basıncından bağımsız olduğu ejektöre “sabit kapasiteli ejektör” denir. Primer lüleden çıktıktan sonra primer buharın sekonder akışla karışmadan dışarıya doğru dağıldığı kabul edilir; primer genişlemenin kenarları ve karışma odasının kesiti, sekonder akış için “*aerodinamik daralma lülelesi*” olarak isimlendirilen bir daralma kanalı meydana getirmektedir (Sun & Eamens ,1996).

Sekonder akış, bu aerodinamik daralma lülesi içinde, lüle boğazında veya çıkış düzleminde ses hızına ivmelendirilir. Burada ses hızı sekonder akışın maksimum hızıdır ve akışın boğulduğu söylenir. Sekonder akış hızı bu aerodinamik lülenin boğazında ses hızında olduğunda kritik basınçtan daha düşük bir geri basınç aerodinamik boğazın içinde gelen (aerodinamik lüleye giren) akış tarafından sezilemez ve bu nedenle sekonder akışın debisini etkilemez. Bu, lüleden çıkan primer akışın kondenser sıcaklığı kritik değeri aşmadıkça aynı miktarda sekonder akışı emecek demektir. Sekonder akış boğulduğu zaman çapraz şok dalgası, daima sabit alanlı kısımda veya genişleme kısmında bir yerde meydana gelecektir. Daha düşük geri basınç daha ileride şok meydana getirecektir. Geri basınç arttırıldığı zaman şok dalgası sabit alanlı kısma doğru

hareket etmeye meyleder ve kritik basınçta şok dalgası sabit alanlı kesitte meydana gelecektir. Kritik değerden daha yüksek geri basınçtaki ilave artış, şok dalgasının karışma kısmının içine yayılmasına ve sekonder akışın boğulmasının kaybolmasına sebep olacaktır. Bu durumda debi (emme) oranı aniden düşer. Bu etki öyle kuvvetlidir ki, geri basınçtaki çok küçük bir artış neticede şok dalgasının karışma odasından geçmesine ve sekonder akışın boğulmasına sebep olarak pirimer lülenin çıkış düzlemine ulaşmasına zorlayacaktır ve bu nedenle emme oranı (debi) sifira düşer.

Düşük boyler sıcaklığı sahasında (optimum değerden daha düşük) sekonder akış boğulmaz ve çapraz şok dalgası ejektörün karışma kısmında meydana gelir. Boyler sıcaklığı onun optimum değerine yaklaştığı zaman sekonder akış boğulma şartına yaklaşır ve şok dalgası karışma kısmından ileriye hareket eder (Aphornratanave ark, 2001).

Yüksek boyler sıcaklık sahasında (optimum değerden daha yüksek) sekonder akış daima boğulur ve şok dalgası sabit alanlı kısımda veya difüzör kısmında meydana gelmelidir. Bu, bu sahada boyler sıcaklığının artmasıyla debi oranının düşme sebebini açıklamaktadır. Bu durum diğer soğutma sistemlerinde genellikle beklenilene zıt görünür. Yüksek boyler sıcaklığı sahasında sekonder debi, primer debi gibi hemen hemen sabittir. Boğulmalı şartlar altında, eğer sekonder akış için aerodinamik daralma lülesinin boğaz çapı (Sun&Eames, 1995c,1996) ve efektif alan (Huang ve ark.1985;Munday &Bagster,1977) ileri sürüldüğü gibi (Munday &Bagster, 1977), buhar üretici sıcaklıklarından bağımsızsa, verilen bir evaporatör sıcaklığı için, sekonder akış sabit olmalıdır. Ancak aynı zamanda bu efektif alanın kazan sıcaklıklarından etkilendiği ileri sürülmüştür (Huang ve ark.1985). Bu durumda sekonder akış boyler sıcaklıklarına bağlı olmalıdır.



- 1.Eğri: Orjinal şartlarda
- 2.Eğri: Azalan buhar üretici basıncı,  
Azalan sesüstü lüle boğaz alanı
- 3.Eğri: Artan evaporatör sıcaklığı

Şekil 3.5.1 Tipik Ejektörlü Soğutma Sistemi Performans Eğrisi

( Herhangi bir eğri için alan oranı, evaporatör ve buhar üretici sıcaklığı sabit)

Şekil 3.5.1 literatürde verilen deneysel verilere dayanan bir ejektör soğutucusunun tipik performans eğrilerini gösterir. Ayarlanan sabit buhar üretici ve evaporatör sıcaklıkları için kondensör basıncının bir kritik değer altına azaltılmasına müsaade edilince, ejektör A ile gösterildiği gibi aynı miktarda buhar soğutkanı emerken COP ve soğutma kapasitesinin sabit olduğu görülmüştür. COP ve soğutma kapasitesinin sabit kalması karışma odasında akış boğulmasından dolayı idi. Eğer kondenser basıncı kritik bir değerden daha büyük değere arttırılırsa, COP ve soğutma kapasitesinin aniden sıfıra düşmesine sebep olarak ejektör fonksiyonunu tamamen kaybedebilir. Buhar üretici basıncında bir azalma COP ve soğutma kapasitesinde artmaya sebep olmuştur. Ancak ejektör B ile gösterildiği gibi daha düşük kondenser basınçlarında çalışabilmektedir. Evaporatör basıncının artması, C eğrisi ile gösterildiği gibi daima soğutma kapasitesi ve COP un artmasına sebep olduğu belirtilmiştir.

Aynı zaman da ejektör daha yüksek kritik kondenser basınçlarında çalışabildiği ve primer lülenin karışma odasından dışarıya doğru çekilmesi veya daha küçük bir primer lüle kullanılması kazan basıncının azaltıldığı zamankiyle aynı etkiyi ortaya çıkardığı belirtilmiştir (Aphornratana ve ark. ,2001).

### 3.6. Soğutucu Akışkan Seçimi

Ejektörlü soğutma sistemlerinin en büyük avantajlarından biri de çalışma akışkanı olarak sistemde, su buharından halokarbonlara kadar geniş oranda soğutucu akışkan kullanılabilir. Soğutma sistemlerinin tasarımı ve performansında soğutucu akışkanın seçimi önemli bir yere sahiptir. Sistemde kullanılacak akışkandan, çevreye zararsız veya mümkün olduğu kadar az zararlı olması, yanma ve patlama etkisi olmaması, zehirsiz ve kullanılan şartlarda kimyasal olarak kararlı olması gibi özellikleri sağlaması, aynı zamanda sistemin performansını optimum değerinde sağlaması istenir. Ayrıca akışkanın soğutma sistemini oluşturan parçalara zarar vermemesi de gereklidir. Soğutucu akışkanın termal kararlılığının da yüksek olması istenir. Soğutucu akışkanlar genel olarak hem pahalıdır hem de bozulunca ek bir maliyet getirir. Bozulan akışkan ise sistemde asit oluşturarak korozyona sebebiyet verir.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde kullanılan akışkanların, çevreden ısı alma ve çevreye ısı verebilme kabiliyetleri de iyi olmalıdır. Bu nedenle akışkanın kritik basınç ve sıcaklığının, buharlaşma gizli ısısının ve ısı iletim katsayısının yüksek olması istenir. Çünkü kritik sıcaklığa yakın bir buhar üretici sıcaklığında akışkanın bu bölgede buharlaşma gizli ısısı küçük olacaktır. Ayrıca buhar üretici sıcaklığında çalışacak olan akışkanın makul bir basınca sahip olması da istenir. Düşük seviyedeki basınç değerini sağlayan akışkanlar hem güvenlik hem de endüstriyel ekipmanlara uyum sağlar.

Soğutucu akışkanın çevreye olan etkileri de bir diğer önemli parametredir. CFC olarak bilinen halojenli bileşikler, çok kararlı olmaları nedeniyle yıllarca atmosferde kalabilmekte ve zamanla stratosfer tabakası içinde yayılmaktadır. CFC molekülleri atmosferin üst tabakasında parçalanarak ozon tabakasına zarar veren ve sera etkisi oluşturan klorini açığa çıkarırlar. Atmosferin alt tabakalarında ise bu moleküller yeryüzünün ısınmasına yardım eden kızılötesi ışınları yutar. HCFC moleküllerinde bir ya da daha fazla halojen yerine bir hidrojen atomunun bulunması bunların atmosferdeki ömrünü ve çevreye olan olumsuz etkilerini büyük ölçüde azaltır.

Ejektörlü soğutma sistemlerinde ilk olarak kullanılan soğutucu akışkan su buharıdır. Suyu buhar ejektörlerinde soğutucu akışkan olarak kullanmak birçok avantaj sağlamaktadır. Verilen bir soğutma kapasitesi için, çok yüksek bir buharlaşma ısısına sahip olmasından dolayı sistemde düşük bir debide sirkülasyon sağlar. Bundan dolayı sirkülasyon pompası için gereken güç azalır. Ayrıca su ucuz ve çevre dostu bir akışkandır. Fakat bazı dezavantajları vardır. Su kullanılan sistemlerde, 0°C'nin altındaki düşük sıcaklık uygulamaları yapılamaz ve sistem yüksek vakum altında çalıştırılmalıdır

Bilim adamları günümüze kadar ejektörlü soğutma sistemleri üzerinde gerek teorik ve gerekse deneysel birçok çalışma yapmışlar ve bu çalışmalarda RC318, R500, R718 (su buharı), CFC bileşiklerinden R11, R12 ve R113, HCFC bileşiklerinden R21, R123 ve R142b, HFC bileşiklerinden ise R134a ve R152a gibi akışkanlar üzerinde sistemi test etmişlerdir. Bu çalışmalar sonunda HFC'ler için en iyi performansı R12'nin gösterdiği, HCFC'ler içinde R142b'nin yüksek COP değerini verdiği ve test edilen HFC'lerin kendi içlerinde karşılaştırılabilir performansa sahip olduğu belirtilmiştir. Ayrıca tüm akışkanlar içinde en iyi performansı R152a'nın gösterdiğini belirlenmiştir (Sun, 1998).

Al-Khalidy (1998), yaptığı bir çalışmada R717, R11, R12, R113 ve R114 soğutucu akışkanlarının ejektörlü soğutma sistemleri için uygunluğunu araştırdı. Soğutucu akışkanların termodinamik, gaz dinamiği ve kimyasal özelliklerinin sistem için seçilecek akışkanı saptamada ana kriterler olduğunu belirledi.

Çeşitli akışkanların termodinamik ve gaz dinamiği özellikleri Tablo 1'de gösterilmiştir.

Akışkan	Gaz Dinamiği Özellikleri			Toksit Grubu	Termodinamik Özellikler		
	Kritik Basınç Oranı	Özgül Isı Oranı	Molekül Ağırlığı		Sıcaklık (°C)	Basınç (bar)	Gizli Isı (kJ/kg)
Su	0,541	1,33	18,02	6	10	0,0122	2520,0
R717	0,548	1,29	17,03	2	10	6,1500	1471,0
R11	0,576	1,13	137,38	5	10	0,6055	393,92
R12	0,577	1,14	120,92	6	10	4,2330	355,73
R113	0,581	1,12	187,39	4-5	10	0,2367	366,52
R114	0,587	1,09	170,94	6	10	1,2773	343,65

*Tablo 1 Bazı soğutucu akışkanların termodinamik ve gaz dinamiği özellikleri*

6- zehirsiz,5-kısmen zehirli, 4-3- Çevreye zararlı, 2- İnsana zararlı

R717 zehirli olması ve bazı şartlar altına patlayıcı olabilmesi nedeniyle bu açıdan uygun değildir. Halokarbonlar (R11, R12, R113 ve R114 ) kimyasal olarak stabil, patlamaz, alevlenmez ve zehirli olmama özelliğine sahiptirler. R12'nin dezavantajı seçilen diğer akışkanlarla karşılaştırıldığında zaman buhar üretici basıncının çok yüksek olmasıdır. (örneğin, güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sistemlerinde kollektörlerde basınç 17 bar'a ulaşmıştır). Bu nedenle soğutma makinelerinin ağır konstrüksiyonundan kaçınmak için R12'nin seçimi uygun değildir. R11, R113 ve R114 akışkanlarının seçiminde belirli şartlar için COP ve emme oranı hesaplandığında R11 ve R113 kullanılan sistemlerin COP değerleri birbirine benzer ve R114 den de büyüktür (Al-Khalidy., 1998). R113'ün düşük basınçlı bir akışkan olması ve moleküler ağırlığının daha büyük olması R113'ün kullanımını cazip hale getirmiştir.

Tablo 2'den de görülebileceği gibi R12, R22 ve R134a diğer halokarbon akışkanlarla karşılaştırıldığında aynı şartlarda çok yüksek basınca sahiptir. Bu yüzden ağır konstrüksiyondan kaçınmak için uygun değildirler. Böylece R11, R113, R141b ve R123 kullanım için daha uygundur (Aphornratana ve ark. 2001).

Bunlardan birini seçmek için gizli ısı değerleri ve çevresel etkiler ele alınmalıdır. R123'ün ejektörlü soğutma sistemi için en uygun akışkan olduğu söylenebilir.

Özellikler	R11	R12	R22	R113	R141b	R134a	R123
Kaynama Sıcaklığı, °C (1atm basıçta)	23,7	-29,8	-40,8	47,6	32,1	-26,1	27,9
90°C'de basınç, bar	661	2783	4442	344	538	3245	625
Molekül ağırlığı, kg/kmol	137,38	120,92	86,47	187,39	116,95	102,03	152,93
10°C'de gizli ısı, kJ/kg	186,3	147,6	196,4	155,3	129,4	190,9	176,8
Holokarbon Global Isınma Potansiyeli* (GWP)	1	1	0,3	-	0,15	0,2	0,02
Ozon Tüketme Potansiyeli^ (ODP)	1	1	0,05	0,8	0,15	0	0,02

*Tablo 2 Bazı soğutucu akışkanların termodinamik ve çevresel özellikleri*

\*GWP: Skala 0 ile 1 arasındadır. (CO<sub>2</sub> için GWP=1'dir)

^ODP :Skala 0 ile 1 arasındadır.

CFC soğutkanlarının üretimi azaldıkça ve nihai olarak sonlandırıldıkça çevre için uygun olduğu kabul edilebilen yeni bileşiklerle yer değiştirmeleri gerekmektedir. DuPont firması şu anda HCFC-123 soğutkanını çillerlerde kullanılmak üzere CFC-11'in yerine üretmektedir. Bu soğutkanı çiller üreticilerine ellerinde bulunan çillerler ve yeni üretilecek çillerler için üretmektedir. DuPont elinde bulunan CFC-11 çillerlerini de HCFC\_123'e çevirmektedir.

Tablo 3 'de HCFC-123 ile CFC-11'in karşılaştırılmasını verilmiştir. HCFC-123'ün kaynama noktası CFC-11'e yakındır. Bu da HCFC-123 kullanılan

sistemin oluşturacağı çalışma basıncının CFC-11'in oluşturduğu basınca yakın olacaktır.

Kapasite	-%5 den -%20'ye
COP	0'dan -% 5'e
Evaporatör Basıncı	-0.1'den -0.3 bar'a
Kondenser Basıncı	-0.1'den -0.3 bar'a
Boşaltma Sıcaklığı	-1'den -3°C'ye
<i>Tablo 3 CFC-11 Yerine HCFC-123 Kullanılması Halinde Performans Karşılaştırması</i>	

Çevreci bir bakış açısıyla bakıldığı zaman HCFC-123'ü daha çok istenilen bir hale getiren H atomu aynı zamanda HCFC-123'ü CFC-11'e nazaran daha güçlü bir plastik (sert) ve elastomer (yumuşak sızdırmazlık elemanı, conta) çözücüsü haline getirir. Tablo 4 CFC-11'in ve HCFC-123'ün plastikler üzerindeki etkilerini karşılaştırmaktadır. CFC-11 ile kullanılan çoğu plastik HCFC-123 için de uygundur. HCFC-123 kullanımı yaygınlaştıkça daha bir çok materyal de test edilebilecek ve onaylanabilecektir. Tablo 5'de CFC-11 ve HCFC-123'e maruz bırakılan çeşitli elastomerlerdeki şişme ve ağırlık değişimleri verilmiştir. Tıpkı plastik örneklerinde olduğu gibi HCFC-123 bazı elastomerleri CFC-11'den daha fazla etkiler. Düşük ekstraksiyon (büzülme) ve düşük şişme bir elastomer için yeterli anlamına gelmez. Kısıtlı etkiler gösteren elastomerler sertlik, gerilme dayanımı, ve compression set (sıkıştırma değeri) gibi mekanik özelliklerindeki değişimlerin gözlemlenmesi için daha fazla teste tabi tutulmalıdır. Burada bazı elastomerler listelenmiştir (Sun, Da-Wen., Eames, Ian W. 1996).

Plastik		Uygunluk Değerlendirmesi			
		24 <sup>0</sup> C'de 4 saat		54 <sup>0</sup> C'de 100 saat	
Kimyasal Tipi	Ticari Adı	CFC-11	HCFC-123	CFC-11	HCFC-123
ABS	Kralastik	0	4	0	4
Asetal	Derlin	0	0	0	1
Akrilik	Lucite	0	4	0	4
Florokarbon PTFE	Teflon	0	0	0	1
Poliamid 6/6 naylon	Zytel	0	0	0	0
Polikarbonat	Lexan	0	4	0	4
Polietilen-HD	Alathon	0	0	1	1
Polipropilen	Alathon	0	0	2	2
Polistren	Styron	0	4	4	4
Polivinil Klorür	PVC	0	0	1	1
<b>Değerlendirmeler:</b> 0=Kullanım İçin Uygun 1=Kullanım İçin Muhtemelen Uygun 2=Kullanım İçin Muhtemelen Uygun Değil 3:Uygun Değil 4:Plastik Ufalaniyor ya da Sıvı İçinde Eriyor					
<i>Tablo 4 CFC-11 Yerine HCFC-123 Kullanılması Halinde Elastomerlerle Uyum</i>					

Polisülfat kısıtlı kabarma ve ağırlık değişimi gösterir ama HCFC-123'e maruz kalınca özelliklerinde önemli değişiklikler meydana gelir. Elastomerlerin yeniden formüle edilmesi ya da sistemdeki değişiklikler HCFC-123 ile çalışan sistemlerde elastomerlerin daha kullanışlı olmasını sağlar.

Soğutma ve klima sistemlerinde bazı yağlayıcı maddeler kompresör çıkış alanlarından kaçarak soğutkanlarla beraber sistem içerisinde dolaşırlar. Şu anda CFC-11 ile beraber kullanılan yağlayıcılar tamamen akışkanla beraber eriyebilmektedirler. Bu da şu anki mevcut çalışma koşullarında yağlayıcıların kompresöre ters akış problemini kolaylaştırmaktadır. Yağ dönüşümü düşünüldüğünde CFC-11 ile çalışan soğutucu sistemler mevcut yağlar CFC-11 ile tamamen karışabildiği için avantajlıdır. Şu an mevcut bulunan soğutucu

yağlayıcıları HCFC-123 ile birlikte saha testlerinde kullanılmakta ve herhangi bir problemle karşılaşılmamaktadır.

Elastomer		Maruz Kaldıktan Sonra Boyda % Değişim		Kurumadan Sonra Ağırlıkta % Değişim	
Kimyasal Tipi	Ticari Adı	CFC-11	HCFC-123	CFC-11	HCFC-123
Butil Lastiği		16	11	-4	-2
Klorosülfat Polietilen(CSM)	Hypalon	2	12	-2	-5
Floroelastomer	Viton	2	23	0	5
Hidrokarbon Lastiği(EPDM)	Nordel	12	13	-9	-6
Doğal Kauçuk		31	39	-4	-4
Neopren		2	10	-8	-9
Nitril Lastiği Buna N (NBR)		1	50	0	-4
Nitril Lastiği Buna S (SBR)		13	26	-8	-9
Polisülfat	Thikol FA	0	7	-1	-2
Silikon		33	28	-2	-2
Üretan	Adiprene	7	56	-3	-5
( Test Koşulları:Kapalı tüplerde sıvı ile 7 gün boyunca 54 <sup>0</sup> C'de temas ve çevresel koşullardaki havada 21 gün kurutmadır )					
<i>Tablo 5 CFC-11 Yerine HCFC-123 Kullanılması Halinde Elastomerlerle Uyum</i>					

DuPont firması artan sıcaklık altında yaptığı bir çok testte CFC-11 ve HCFC-123'ü karşılaştırmak için bu soğutkanları metaller ve naftenik yağlayıcılarla kullanmıştır. Sonuçlar Tablo 6'da gösterilmiş ve HCFC-123'ün daha kararlı olduğu görülmüştür. 171<sup>0</sup>C sıcaklık altında 3 gün geçirdikten sonra bozulmuş maddelere bakıldığında HCFC-123'ün etki ettiği maddelerde bozulma oranı(büyüklüğü) CFC-11'in etki ettiği maddelere oranla daha azdır. HCFC-123'e maruz kalan örnekler CFC-11 ile kıyaslanabilir ya da daha düşük görsel etkiler gösterirler.

1989'da DuPont firması büyük bir ekipman yer değiştirme programını tüm büyük çiller üreticileri ile birlikte çalışarak başlatmış ve tüm geniş CFC çillerlerini alternatif akışkanlarla değiştirmeye çalışmıştır. Bu amaçla DuPont ilk adım olarak çeşitli açık tahrikli ve hermetik çillerlerde yer değiştirme yaptı. Her üreticiye CFC-11 'den HCFC-123'e çevirirken çillerlerin neye gereksinim duyduğunu ve neleri yapmaları gerektiğini anlattı. Bu program genişledi ve DuPont 20 ton( 70 kW) kapasite ya da daha üstü bir kapasiteyle çalışan tüm CFC çillerlerine alternatif soğutkanlarla 1994 sonuna kadar değiştirdi.

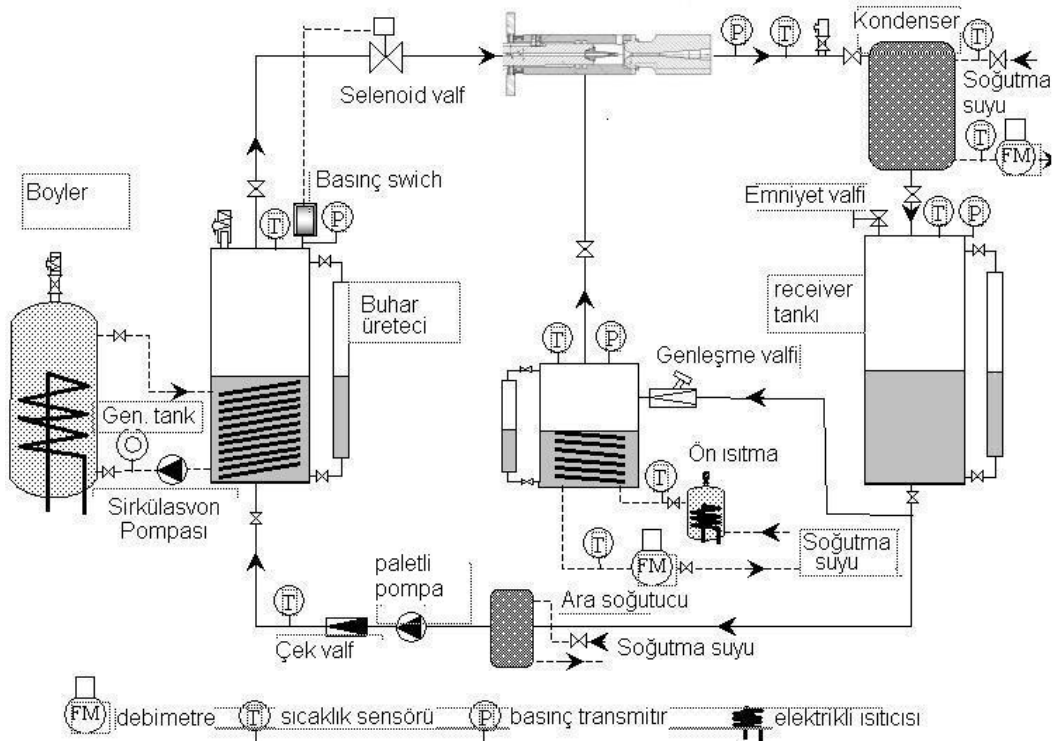
Metaller: 1010 Çeliği Yağ: Witko ,ağır beyaz naftenitik mineral yağ, Bakır, Alüminyum 1100			
Soğutucu Akışkan	CFC-11	HCFC-123 1.Numune	2.Numune
Görsel Değerlendirme			
Sıvı	3	0+	2
Çelik	1	1+	2
Bakır	3	2	2
Alüminyum	1	0	0
Bozulma Analizi			
Klorür, ağırlıkça %	1.7	0.08	0.13
Florür, ağırlıkça %	0.42	0.003	0.004
Görsel Değerlendirme: 0'dan 5'e			
Değerlendirme	Metal	Sıvı	
0	Parlak	Berrak, Renksiz	
3	Kararmış	Berrak, Kahverengi	
5	Ağır Tortulu	Siyah, Kok Rengi	
3 ve daha üzeri değerlendirme bunları kabul edilemez olarak değerlendirilir.			
<i>Tablo 6 HCFC-123'ün Çelik, Bakır, Alüminyum ve Ağır Naftenik Yağlar İle Stabilitesi</i>			

Bu çalışmada günümüzde kullanılan mekanik sıkıştırılmalı sistemlerde kullanılan R11, için alternatif olan ve yukarıda bahsedildiği gibi bir çok avantaja sahip R123 soğutucu akışkanı kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak R123 seçiminin bir diğer sebebi ise, düşük basınçlı bir akışkan olması ve çevreye dost olmasıdır. Ayrıca, bu soğutkan, zehirsiz, yanmaz, paslanmazdır. En büyük avantajlarından biri şu anda R11 kullanan sistemlerde R11'in yerine geçecek en

iyi alternatiftir. R11 ve R123 soğutucu akışkanlarının termodinamik özellikleri birbirine yakındır, fakat R123 çok pahalı bir akışkandır (Aphornratana ve ark. 2001).

### 3.7. Deney Seti

Bu çalışmada bir ejektörlü soğutma sistemi performansı üzerine ejektör geometrisinin ve sesüstü lülesi konumunun etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla kullanılan ejektörlü soğutma sisteminin şematik resmi Şekil 3.7.1’de gösterilmiştir. Sistem sekiz ana parçadan meydana gelir: Sıcak su boyleri, buhar üretici, ejektör, kondenser, toplama kabı, ekspansiyon valfi, evaporatör ve kayan kanatlı pompa. Sıcak su boyleri, suyu ısıtmak için üç adet 2kW’lık elektrik ısıtıcısı ile donatıldı. Kazan ve boiler arasında suyu dolaştırmak için bir sirkülasyon pompası kullanıldı. Boiler, buhar üretici ve toplama kabı, dış yüzeyinde alüminyum folyo tabakasına sahip 40 mm kalınlıklı cam yünü ile örtüldü. Ayrıca bu kaplar, sıvı seviyelerini gözlemek maksadıyla gözetleme camlarıyla donatıldı. Spiral tüplü tip ısı eşanjörleri, üreticinin ve evaporatörün alt kısımlarında yerleştirilmiştir. 12.5 mm çaplı bakır tüpten yapılan bu eşanjörlerdeki tüplerin uzunlukları, üreteç için 9.1 m ve evaporatör için 2.2 m’dir. Sistemde kullanılan kondenser, 1 m<sup>2</sup>’lik toplam alanlı su soğutmalı levha tip ısı eşanjörüdür.

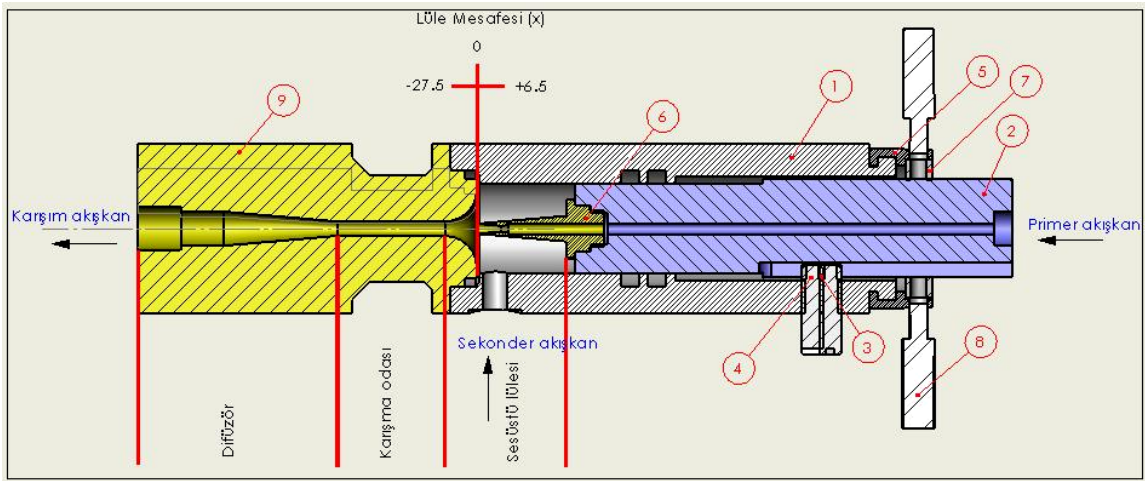


Şekil 3.7.1 Sıcak su ile tahrik edilen ejektör soğutma sistemi deney seti

Sistemde  $3 \text{ mm}^2$ 'lik maksimum akış alanlı ayarlama valfi bir ekspansiyon valfi olarak kullanıldı. Kayan kanatlı bir pompa, sıvı soğutkanı toplama kabından buhar üreticine pompalamak için kullanıldı. Bu pompanın hızı bir hız kontrol cihazı ile ayarlanır. Küçük bir su soğutmalı levha tipi ısı eşanjörü, bir ön soğutucu olarak, sıvı soğutkanın kaviteyonunu önlemek için pompadan önce yerleştirildi. Üreteç ile pompa arasına bir çek valf yerleştirildi

Bir kişisel bilgisayar bir data logir olarak kullanıldı. Eşzamanlı ölçme elde etmek için, ölçme aletleri bir veri toplama borduna bağlandı. Bu bord bilgisayara bağlanarak, tüm ölçmeler bilgisayar tarafından otomatik olarak kaydedildi ve görüntüldü. Sistemdeki ölçme aletlerinin yerleri ve işaretleri Şekil 3.7.1 üzerinde gösterilmiştir. Soğutkanın basınçları 4-20 mA çıktılı basınç transmittirleri ile ölçüldü. Soğutma suyu debileri, 4-20 mA çıktılı türbin çarklı debi metreler ile ölçüldü. Sistemdeki tüm sıcaklıkları ölçmek için Pt 100 sensörler kullanıldı. Ölçme için kullanılan tüm aletler kalibre edildi.

Bu çalışmada tasarlanıp imal edilerek sistemde kullanılan ejektörün resmi Şekil 3.7.2’de gösterilmiştir. Bu ejektör, literatürde (Yapıcı ve Ersoy, 2005), Nahdi ve ark. sağlanan metotlara dayanarak tasarlandı. Bu ejektörde, sesüstü lülesinin çıkış ucu çalışma şartlarına göre gereken konuma ayarlandı. Sistemde üç farklı boğaz çapında ( $D_L$ ) sesüstü lülesi ve iki farklı boğaz çapında ( $D_m$ ) karışma odası kullanılmıştır. Ayrıca sistemde kullanılan ejektör, sesüstü lülesinin karışma odası bölümünün içinde ileri-geri aksel yönde hareket edebilmesine imkân tanımaktadır.



Şekil 3.7.2 Sistemde kullanılan Ejektör Kesiti

- |                     |                          |
|---------------------|--------------------------|
| 1. Ejektör gövdesi  | 6. Lüle                  |
| 2. Lüle tutucu      | 7. Ayar Somunu           |
| 3. Kama             | 8. Çevirme Kolu          |
| 4. Setskur vida     | 9. Difüzlü karışma odası |
| 5. İlerletme Somunu |                          |

Şekil 3.7.2’de gösterilen sistemde kullanılan ejektör parça adları ve bu parçaların görevleri aşağıda kısaca açıklandı ve önemli parçaların boyutları verildi.

Ejektör gövdesi(1): Konumu ayarlanabilir lüleyi ve onun tutucusuna yataklık yapar ve emme odasını oluşturur.

Lüle Tutucu(2): Lüleyi ileri geri hareket ettiren ve lüle ile ejektör eş merkezli olarak çalışmasına yardımcı olan aparatır.

Kama (3): Lüle tutucu ile karışma odasının birbirine göre dönmesini engeller ve lüle tutucunun sağa doğru çıkmasını önler.

Tespit vidası (4): Kamayı ejektör gövdesine sabitlemek için kullanılır.

İlerletme Somunu (5): Ejektör gövdesi üzerine açılan kanala iki parça olarak monte edilir ve ejektör gövdesi dışında dönerek lüle tutucusunun aksenal olarak ileri-geri hareket etmesini sağlar.

Ses üstü lülesi (6): Buharın hızını boğazında ses hızına çıkarıp çıkışında ses üstü hızın oluşmasını sağlar. Daralan ve genişleyen kesitlere sahiptir ve lüle tutucuya tutturulmuştur.

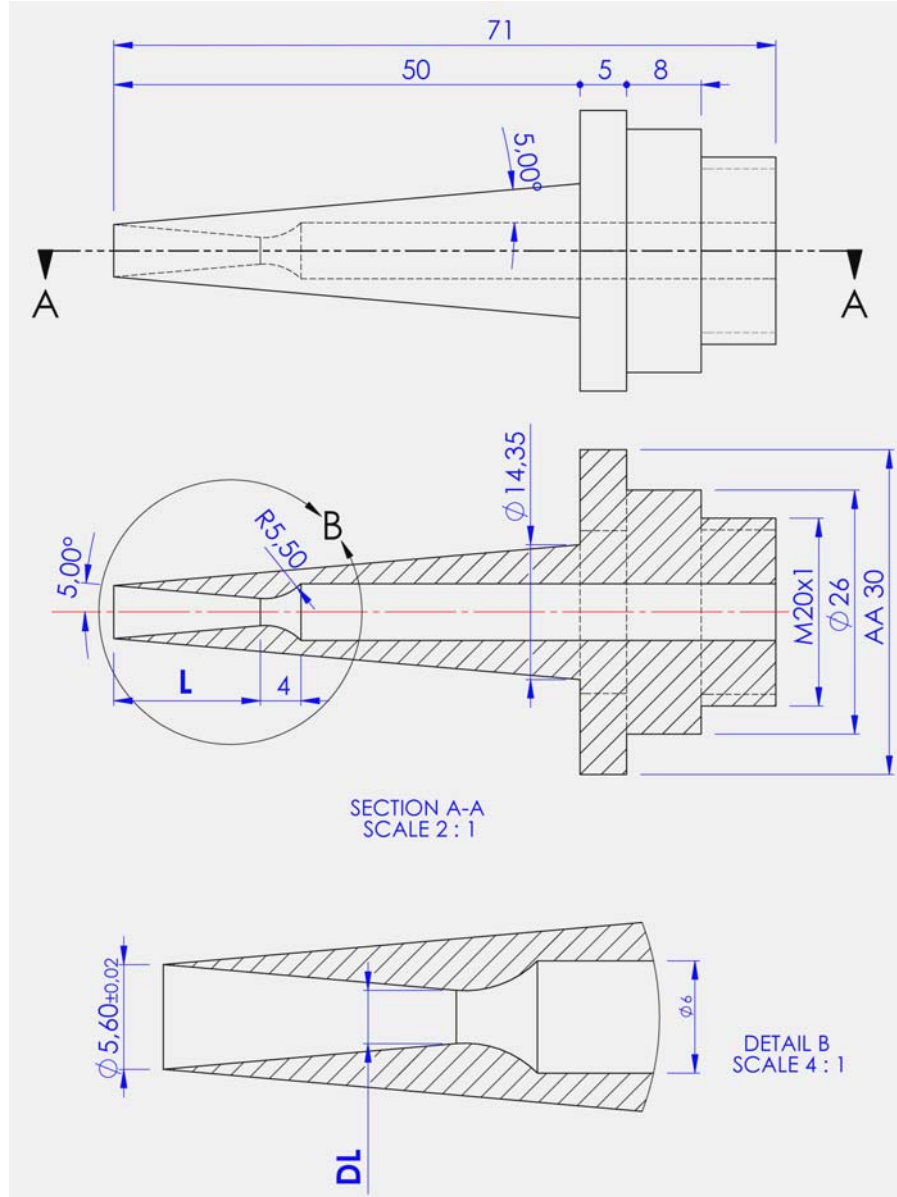
Ayar Somunu (7): Lüle tutucu üzerinde hareket edebilen ve ilerletme somununa tutturulmuş olan parçadır. Ayar somunu döndürüldükçe lüle tutucu etrafında döner ama kendi yeri sabittir dolayısıyla lüle tutucu ileri geri hareket eder.

Çevirme Kolu (8): İki parça olan ilerletme somununun her birini iki yerden Ayar somununa tutturur ve ayar somununun dış yüzü ile ilerletme somununun iç yüzünün tam temasını sağlar. Ayrıca ilerletme somunun kolayca döndürülmesi işini üstlenir.

Difüzörlü karışma odası (9): Lüleden püskürtülen akışkanla evaporatörden emilen akışkanın karıştığı odadır, çıkışındaki difüzör karışmış akışın basıncının artırıldığı yerdir. Kesitindeki daralma ve genişlemeler sayesinde akışa yeni bir form kazandırır.

Sistemde kullanılan ejektör, aksenal yönde Şekil 3.7.2’de gösterildiği gibi sesüstü lülenin uç noktası ile karışma odasının başladığı yer arasında lüle, pozitif yönde (+) 6.5 mm ve negatif yönde (-) 27.5 mm hareket edebilmektedir. Sistemde, lülenin boğaz (en dar kesiti) çapları  $D_L = 2,66, 2,85$  mm ve 3.21 mm olan üç değişik lüle kullanılmıştır. Kullanılan lülelerin boyutları Şekil 3.7.3’deki resimde verilmiştir. Sistem performansı üzerinde ejektör geometrisinin etkisini incelemek amacıyla sistemde Şekil 3.7.5’de gösterildiği gibi iki farklı boğaz çapında karışma odası kullanılmış, bu difüzörlü karışma odalarının çapları  $D_m = \phi 8,22$  mm ve 9mm’dir. Akışın düzenli hale gelmesi için lülenin girişine kadar olan kısmın çapı 6 mm olarak işlenmiştir. Bu çaptan boğaz çapına tedricen

(radyüslü) geçilmiştir. Lüle boğazından sonraki kısım 5°'lik koniklik açısı ile çıkış çapına genişletilmiştir. Lülenin dış yüzü yine 5°'lik koniklik açısıyla işlenmiştir.



Şekil 3.7.3 Test Edilen lülelerin boyutları

Lüle numarası	Lüle boğaz çapı ( $D_L$ ) (mm)	Boğaz uzunluğu (L)(mm)
1	2.66	17
2	2.85	16
3	3.21	14

Tablo 7 Deneylerde Kullanılan Sesüstü lülesi Boyutları

Deneylerde kullanılan ejektörün geometrisi Şekil 3.7.4’de gösterilmiştir. Ejektörlerin yapısı incelenirken sabit alana sahip karışma odasının kesit alanı  $A_m$  ’nın sesüstü lülesi boğaz kesiti  $A_L$  ’ye oranı olarak tarif edilen ve “Alan Oranı” olarak adlandırılan parametre kullanılır ve

$$A_r = \frac{A_m}{A_L} \quad 3.7.3$$

şeklinde gösterilir.

Deneylerde kullanılan ve Şekil 3.7.3’de şematik olarak gösterilen ejektör lüleleri için bu değerler,

$$A_{r1} = \frac{A_{m1}}{A_{l1}} = \frac{d_{m1}^2}{d_{l1}^2} = \frac{9^2}{2.66^2} = 11.45mm^2$$

$$A_{r2} = \frac{A_{m1}}{A_{l2}} = \frac{d_{m1}^2}{d_{l2}^2} = \frac{9^2}{2.85^2} = 9.97mm^2$$

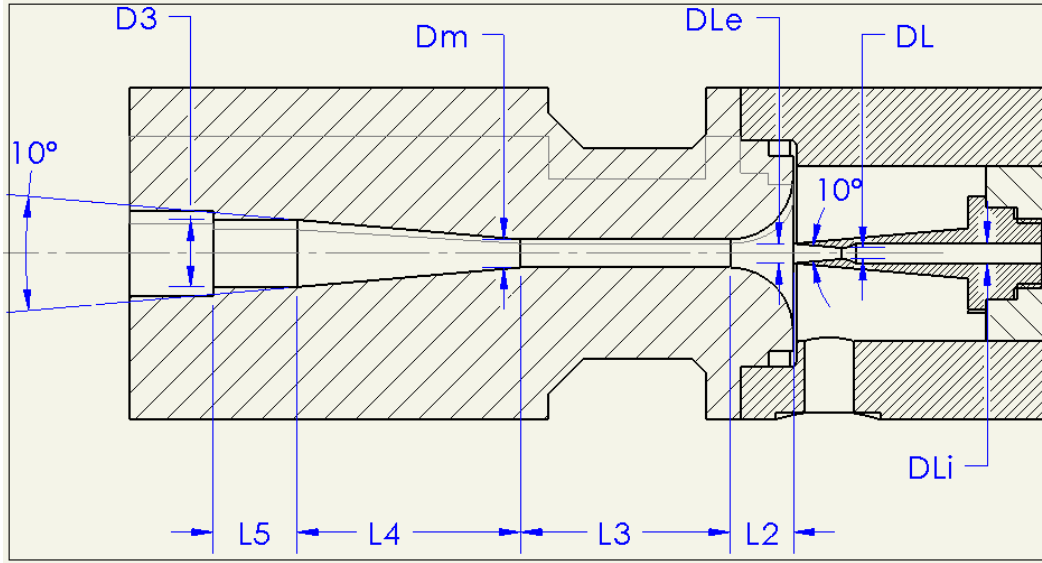
$$A_{r3} = \frac{A_{m1}}{A_{l3}} = \frac{d_{m1}^2}{d_{l3}^2} = \frac{9^2}{3.21^2} = 7.86mm^2$$

$$A_{r4} = \frac{A_{m2}}{A_{l4}} = \frac{d_{m2}^2}{d_{l4}^2} = \frac{8.22^2}{3.21^2} = 6.56mm^2$$

$$A_{r5} = \frac{A_{m2}}{A_{l5}} = \frac{d_{m2}^2}{d_{l5}^2} = \frac{8.22^2}{2.85^2} = 8.32mm^2$$

$$A_{r6} = \frac{A_{m2}}{A_{l6}} = \frac{d_{m2}^2}{d_{l6}^2} = \frac{8.22^2}{2.66^2} = 9.55mm^2 \text{ dir}$$

Sistemde kullanılan difüzörlü karışma odası sistemin çalışması açısından çok önemlidir. Bu konuda hem deneysel hem de teorik çalışmalar vardır. Bu eleman boyutlandırılırken Nehad ve Zayonia’nın yaptığı teorik çalışmadan yararlanılmıştır. Sistemde kullanılan difüzörlü karışma odalarının şematik resmi Şekil 3.7.5 ’de verilmiş, temel boyutları arasındaki ilişki aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 3.7.4 Deneylerde kullanılan ejektör

1.  $\theta_n = 10^\circ - 12^\circ$

2.  $L_2 \approx L_1/d_m = 0,4 - 0,9$

3.  $A_r = (D_M/D_L)^2$ ,  $A_r > 2,5$

$D_{M1} = 8.22 \text{ mm}$ ,  $D_{M2} = 9 \text{ mm}$

4.  $L_3 = D_M \times 7,5$  (Freonlarda)

1. Karışma odası için;  $L_3 = 8.22 \times 7.5 = 61.65 \text{ mm}$

2. Karışma odası için;  $L_3 = 9 \times 7.5 = 67.5 \text{ mm}$

5.  $L_3 = (3-5) \times D_M$  (Buhar jetinde)

6.  $L_4 = 8 \times D_M$ ,

1. Karışma odası için;  $L_4 = 8.22 \times 8 = 65.76 \text{ mm}$

2. Karışma odası için;  $L_4 = 9 \times 8 = 72 \text{ mm}$

7.  $d_3 = 2,4 \times D_M$ ,

1. Karışma odası için;  $d_3 = 2.4 \times 8.22 = 19.72 \text{ mm}$

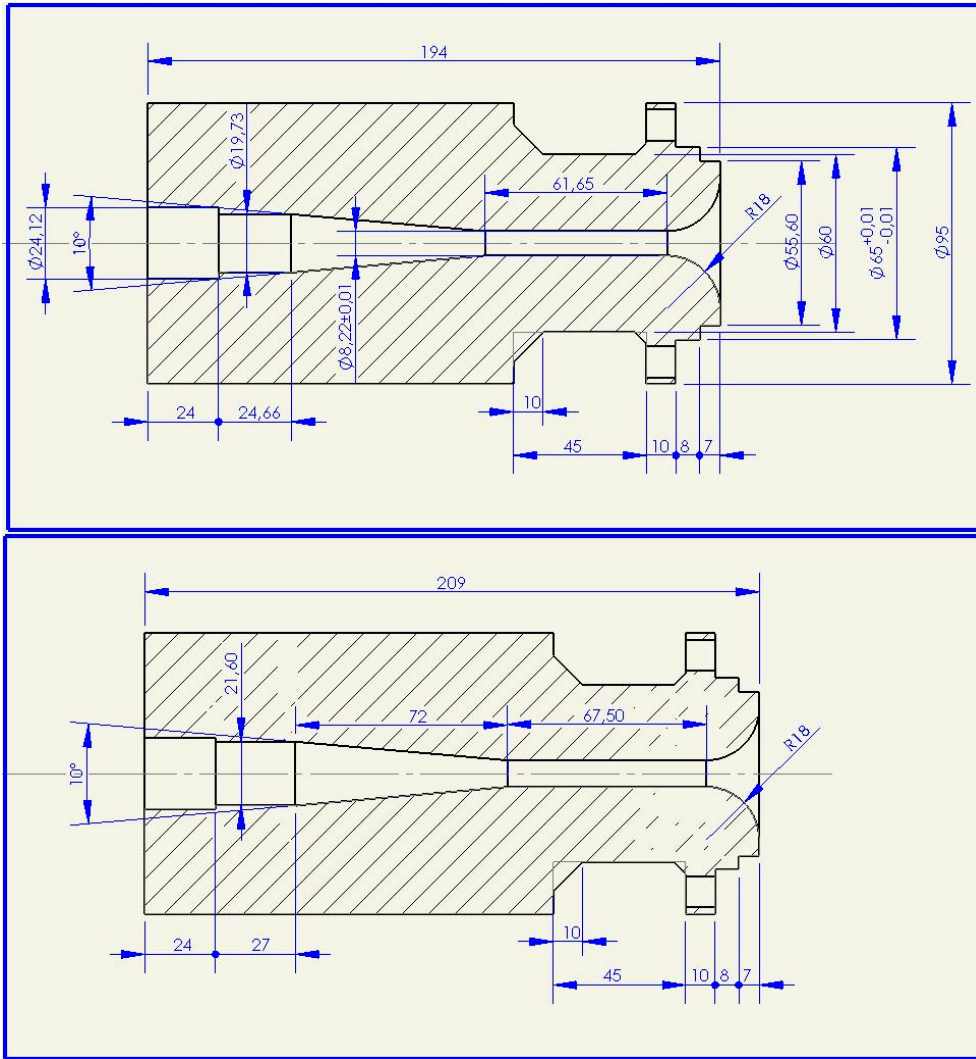
2. Karışma odası için;  $d_3 = 2.4 \times 9 = 21.6 \text{ mm}$

8.  $L_5 = 3 \times D_M$  (Karışma odası uzunluğu)

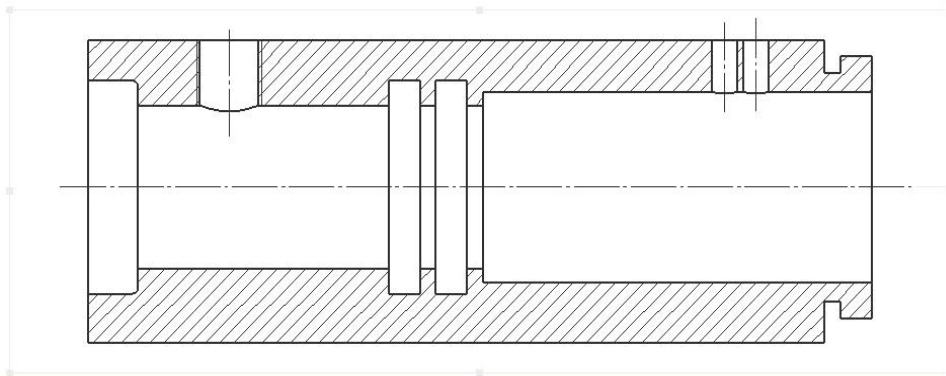
1. Karışma odası için;  $L_5 = 3 \times 8.22 = 24.66 \text{ mm}$

2. Karışma odası için;  $L_5 = 3 \times 9 = 27 \text{ mm}$

Bu değerler literatürde Nehad ve Zayonia'nın yaptığı teorik çalışmadan hesaplanan değerlerdir ve ejektör imalatında Şelik 3.7.4'de gösterildiği gibi yaklaşık bu değerler esas alınmıştır.



Şekil 3.7.5 Difüzörlü Karışma Odaları ve Temel Boyutları



Şekil 3.7.6 Ejektör gövdesi

Sistemde kullanılan difüzörlü karışma odası ile ejektör gövdesi eş merkezli olacak şekildedir. Bunlar arasındaki sızdırmazlık O-riglerle sağlanmış ve korozyona dayanıklı bir malzeme olan pirinçten imal edilmiştir.

Sistemde kullanılan ejektöre ait ejektör gövdesinin teknik resmi de Şekil 3.7.6 'de verilmiştir. Sistemde kullanılan ejektör gövdesi, lüle tutucusu ile yine eş merkezli olacak şekilde tasarlanmıştır. Lüle Tutucusu ve ejektör gövdesi arasındaki sızdırmazlık ise V-riglerle sağlanmış, bunlarda yine korozyona dayanıklı bir malzeme olan pirinçten imal edilmiştir.

### **3.8. Deneylerin Yapılışı ve Hesaplamalar**

Deneyler, buhar üretici (boyler), kondenser ve evaporatör basınçlarından ikisi sabit tutulup diğeri değiştirilerek yapılmış, farklı sesüstü lülesi konumları, farklı boğaz çaplarındaki üç adet sesüstü lüle ve farklı boğaz çapındaki iki adet karışma odası kullanılarak, lüle konumunun ve alan oranının sistem performansına nasıl etki ettiği araştırılmıştır.

Öncelikle, PID sıcaklık kontrol cihazı, buhar üretici (boyler) basınç ve sıcaklığını sabit tutmak için belirli bir değere ayarlanır. Isıtıcı ve sirkülasyon pompası devreye alınır. Sıcak su boylerinde ısınan su, buhar üretici içindeki spiral borudan akarak, ısısını onun içindeki R123 soğutucu akışkanına aktarır. Böylece soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığı artmış olur. Sistem ayarlanan basınca gelince basınç şalteri selenoid valfi açar ve gaz halindeki soğutucu akışkan ejektöre doğru akmaya başlar. Bu arada, PID sıcaklık kontrol cihazı, ayarlanan değere göre devreye girip çıkarak buhar üretici basınç ve sıcaklığını belirli bir değerde tutar. Buhar üreticinde soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığı ölçülmektedir. Belirli bir çalışma şartında, buharlaşan soğutucu akışkanın debisi de, sıvı freon pompası durdurularak, belirli bir zaman aralığında Freon-123 sıvısının seviye değişiminin ölçülmesi ile bulunmaktadır.

Ejektörün içindeki lülenin çıkışında oluşan vakum neticesinde evaporatörden ejektöre doğru bir akış olmaktadır. Bu etki evaporatördeki basıncın da düşmesine yol açar. Evaporatörde basıncı düşen akışkan çevreden ısı

olarak buharlaşır. Etrafı izole edilmiş olduğundan buharlaşma için gereken ısıyı içindeki spiral borudan akan sudan almaktadır. Bu yüzden evaporatörün soğutma kapasitesi suyun evaporatöre giriş ve çıkış sıcaklıkları ve debisi ölçülerek bulunur. Bazı şartlarda su sıcaklığı ısı transferi için yeterli gelmeyebilir. Bu yüzden evaporatöre giren su istenirse hatta yerleştirilen küçük bir ön ısıtıcı ile ısıtılır. Evaporatörde ısı transferinin sabit basınçta olması için, bilgisayar ekranında belirli bir basınca karşılık gelen doyma sıcaklığında sistem ısıl dengeye geldiğinde ölçümler alınmıştır. Evaporatörün yanına yerleştirilmiş olan seviye göstergesine bakılarak evaporatördeki sıvı seviyesinin sabit tutulması için manuel olarak ayarlanabilen ekspansiyon valfi kullanılmaktadır.

Evaporatör ve kondenserden gazlar ejektörün karışma odasında karışmakta ve kondenserde yoğunlaşmaktadır. Kondenserde bu işlem sırasında ısı suya verilmektedir. Kondenser basıncı burada kullanılan soğutma suyunun debisi hassas bir debi ayar valfli ile ayarlanarak değiştirilmektedir. Kondenserde, soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı ile soğutma suyunun debisi ve kondenserden çıkış sıcaklığı ölçülmektedir.

Kondenserden yoğunlaşmış halde ayrılan soğutucu akışkan toplayıcıda (receiver) birikir ve buradan da iki kola ayrılır. Bir kısmı ekspansiyon valfinden geçerek evaporatöre girer. Diğer bir kısmı da basıncı artırılarak tekrar buhar üreticine geri pompalanır. Buhar üreticinde sıvı seviyesinin sabit kalması istenir. Yani buhar üreticine pompalanan sıvı miktarı ile buharlaşan soğutucu akışkan miktarı eşit olmalıdır. Bu yüzden pompanın devri bir motor hız kontrol cihazı ile ayarlanır.

Kondenser basıncı, soğutma suyu debisi bir ayarlama valfi ile elle değiştirilerek ayarlandı. Evaporatördeki sıvı soğutkan seviyesi, her soğutma kapasitesi için ekspansiyon valfi ile soğutkanın debisi ayarlanarak sabit tutuldu. Evaporatör sıcaklığı, soğutulacak suyun sıcaklığı ve/veya debisi kontrol edilerek değiştirildi. Bu araştırmada kullanılan musluk suyunun sıcaklığı 15 ila 20 °C arasındaydı. Bu nedenle, yüksek evaporatör sıcaklıklarında su, bir güç kontrol cihazının kontrolündeki küçük bir ön ısıtıcı ile ısıtılarak evaporatöre gönderildi. Primer buharın basınç ve sıcaklığındaki değişimler sırasıyla 5 kPa ve 0.2 °C'den küçüktü. Her deneyde, sistem istenilen çalışma şartına ayarlandı ve kararlı hal

şartına ulaşıldığı zaman ölçmeler kaydedildi. Ölçmeler her çalışma şartında üç kez tekrarlandı. Ölçülen basınçlar, sıcaklıklar, sıvı seviye farkları ve kütleli debilerin ortalama değerleri belirlendi ve ejektörlü soğutma sisteminin performansının değerlendirilmesinde kullanıldı.

Optimum lüle konumunu belirlemek için, evaporatörden ejektöre girişteki vana tamamen kapatılarak sistem optimum buhar üretici sıcaklığı ve 125 kPa kondenser basıncında çalıştırıldı. Önce lüle konumu değiştirilerek emme odasındaki vakumlar kaydedildi. Bu vakum en büyük değere sahip olduğu yer optimum lüle konumu olarak belirlendi.

Bundan sonra alan oranını performansa etkisini incelemek için lüle tutucusu hareket ettirilip sesüstü lülesi konumu önceden belirlenen en uygun yere getirildi. Sonra, sabit buhar üretici (boyler), kondenser ve evaporatör basınçlarında, her değişim için sistemin sıcaklıklar ve basınçlara göre dengeye gelmesi beklenerek, veriler bilgisayara kaydedilmiştir. Sesüstü lüle ve karışma odası değiştirilerek deneyler diğer alan oranları için tekrarlanmıştır.

Sistemin soğutma kapasitesi ve performans katsayısı bilgisayarın monitöründe eş zamanlı olarak gözlenmiştir.

Bir ejektör soğutma sisteminin performans katsayısı şöyle tanımlanır

$$COP = \frac{Q_e}{Q_b + W_{mek}} \quad (3.8.1)$$

burada  $Q_e$ , evaporatöre ısı girişi veya soğutma kapasitesi;  $Q_b$ , buhar üreticine ısı girişi;  $W_{mek}$ , soğutkanı pompalamak için gereken mekanik güçtür. Bu güç,  $Q_b$ 'ye göre çok küçük olduğundan ihmal edildi. Sistemin performans katsayısı aşağıdaki ifadeden hesaplandı,

$$COP = \frac{Q_e}{Q_b} \quad (3.8.2)$$

Soğutma kapasitesi aşağıdaki ifadeden belirlendi,

$$Q_e = m_{ss} C_p (T_g - T_c)_e \quad (3.8.3)$$

Soğutulan suyun debisi ( $m_{ss}$ ), bir türbin çarklı debimetre ile ölçüldü.

$Q_e$  değeri, evaporatör tamamen yalıtılmış olduğu için ve çevreyle olan ısı transferi ihmal edilerek akışkanın evaporatörde buharlaşması için gerekli ısıyı içindeki spiral boruda dolaşan sudan aldığı sonucuna varılabilir.

Buhar üreticine ısı girişi şu ifadeden belirlendi,

$$Q_b = m_p (h_g - h_c)_b \quad (3.8.4)$$

Burada  $h_g$  değeri sıvı pompası ile pompalanan R123 soğutucu akışkanının entalpisidir ve pompalanan sıvının sıcaklığına göre R123 soğutucu akışkanına ait termodinamik özellik tablosundan (ASHRE Temel El Kitabı,1993) doymuş sıvıya ait entalpi okunarak elde edilir. Basınçlı buharın entalpisi olan  $h_c$  değeri ise akışkanın buhar üreticini doymuş halde terk ettiği için sahip olduğu basınca (sıcaklığa) göre termodinamik özellik tablosundan doymuş buhara ait entalpi okunarak tespit edilir.

Primer soğutkanın buharlaşma debisi  $m_p$ , her deneyde sıvı pompası belirli bir süre durduğu zaman sıvı soğutkanın hacmindeki değişme ölçülerek belirlendi.

Primer Freon 123 buhar debisi ( $m_p$ ) ise şu şekilde bulunur. Sistemde seviye sabit olduğu için belli bir zaman aralığında ( tipik olarak 90sn) pompa durdurularak sıvı seviyesindeki değişim ölçülür ve buradan  $m_p$  değeri bulunur. Kısaca  $m_p$  şu formülle hesaplanabilir.

$$m_p = \Delta H \cdot A_g \cdot \rho \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad (3.8.5)$$

$m_p$  : Kütlesel debi

$\Delta H$ : Boylerdeki freon sıvı seviye farkı

$A_g$ : Buhar üretici gövdesinin kesit alanı

$\rho$  : Freon 123'ün yoğunluğu

$\Delta t$  :Zaman aralığı

Buhar üreticiden alt tarafından sıvı freon pompası ile sıvı haldeki soğutucu akışkan pompalanmakta, üst tarafından ise sıcak basınçlı buhar çıkmaktadır. Sıvı freon pompasının devri ayarlanabilir olduğu için sıvı seviye göstergesinden

bakılarak sıvı seviyesinin sabit olması sağlanmaktadır. Yani pompalanan sıvı miktarı ile buharlaşan sıcak buhar miktarı birbirine eşittir. O halde boyler sürekli akışlı bir açık sistem olarak nitelendirilebilir.

## 4. DENEY SONUÇLARI VE DEĞERLENDİRMELER

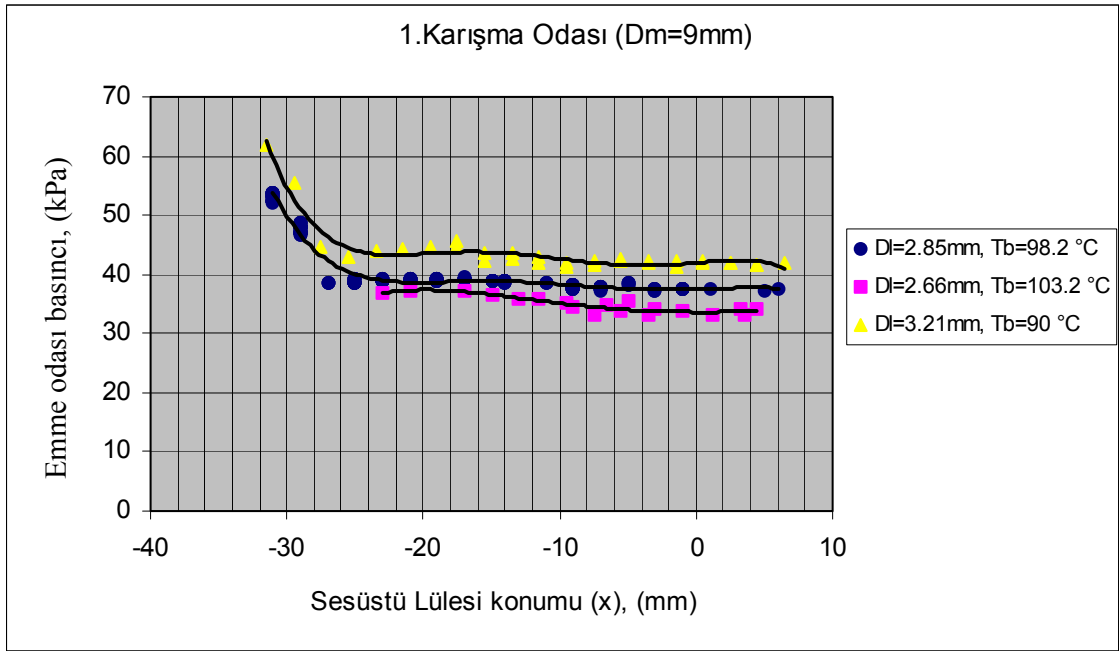
### 4.1. Deney Sahası

Bu çalışmada, buhar üretici basıncı 530 ila 880 kPa ( $T_b = 83-105^\circ\text{C}$ ), kondenser basıncı 110 ila 150 kPa ( $T_c=30-40^\circ\text{C}$ ), evaporatör sıcaklığı 0 ila  $15^\circ\text{C}$  ( $P_c=33-63$  kPa) arasında ve alan oranı ( $A_r$ ) 6.5 ila 11.5 arasında, lüle konumu (karışma odası girişine göre)  $-27.5$  ila  $+6.5$  mm arasında değişmiştir. Tahrik akışkanı olarak kullanılan suyun sıcaklığı  $90$  ila  $115^\circ\text{C}$  arasında seyretmiştir. Grafiklerde gösterilen basınç değerleri mutlak basınç cinsindedir.

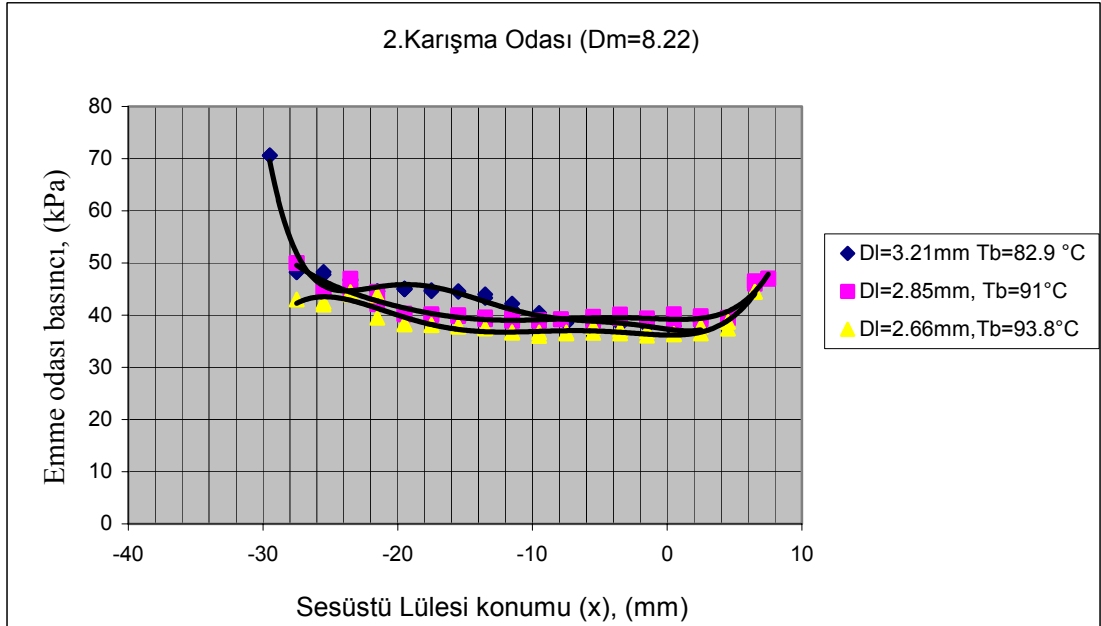
### 4.2. Optimum Sesüstü Lülesi Konumunun Belirlenmesi

Optimum Sesüstü lülesi konumunun belirlenmesinde emme odasındaki basınç kriter alınmaktadır. Bu basıncın en düşük olduğu lüle konumu, optimum sesüstü lülesi konumu olarak kabul edilmektedir (R. Hamner,1978).

Birinci karışma odası için deney sonuçları verilen Şekil 4.2.1'e göre sesüstü lülesi karışma odasının içine doğru yaklaştıkça emme odası basıncı azalmaktadır. Bu emme odası basıncının mutlak değeri, buhar üretici basıncı büyüdükçe azalmaktadır. Her bir buhar üretici basıncı için lüle konumunun  $-10$ mm değerinden sonra emme odası basıncı hemen hemen sabit kalmaktadır. Lüle konumunun  $-10$  ila  $+5$  mm değerleri arasında emme basıncında pratik olarak fazla bir değişme olmamaktadır. Bu nedenle bütün deneylerde lüle konumu  $-5$  mm'ye ayarlanarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Benzer davranış Şekil 4.2.2.'de deney sonuçları gösterilen ikinci karışım odasında da gözlenmiştir.



Şekil 4.2.1 Birinci Karışma odası için lüle konumunun emme odası basıncına etkisi ( $D_m=9\text{mm}$ ,  $P_c=125\text{ kPa}$ )



Şekil 4.2.2 İkinci Karışma odası için lüle konumunun emme odası basıncına etkisi ( $D_m=8.22\text{mm}$ ,  $P_c=125\text{ kPa}$  da)

Sesüstü lülesinin yerleştirildiği konumda emme basıncındaki değişme 10 kPa'dan küçüktür. Daha büyük buhar üretici sıcaklığında emme odasındaki basınç daha düşük olmaktadır.

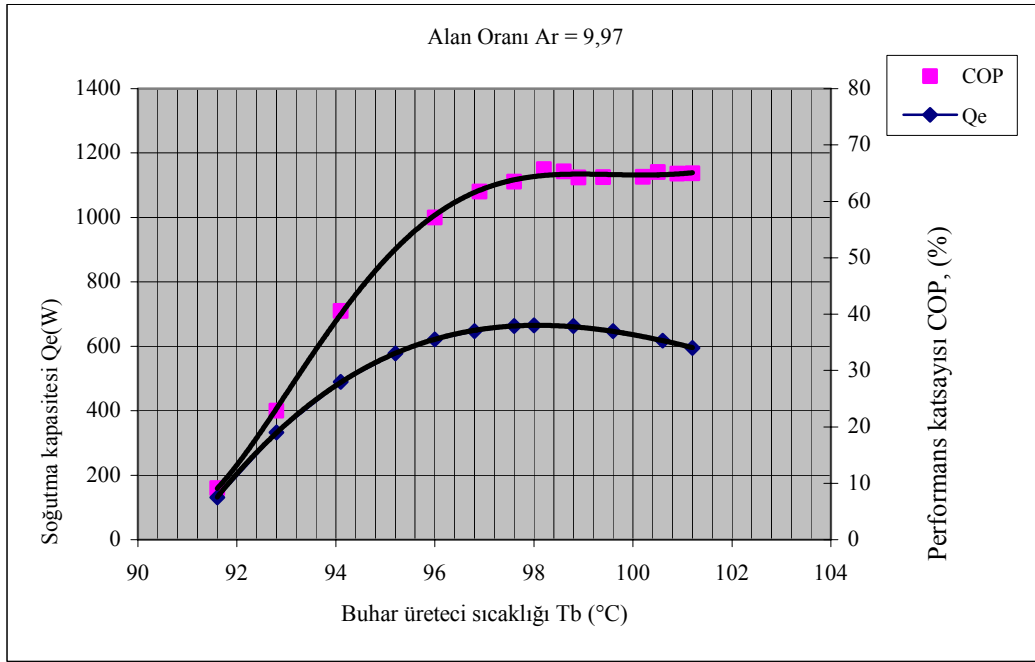
İkinci karışma odasında emme basıncındaki değişme, sesüstü lülesinin yerleştirildiği konumda (+5mm) 5 kPa civarındadır. Bu sonuçlara göre sesüstü lülesi karışma odası girişine yakın yerleştirilmelidir. Bu lüle karışma odasının başlangıcından (0),  $D_m$  mesafesi kadar önceye veya  $D_m/2$  mesafesi kadar sonrasına yerleştirilebilir.

### **4.3. Sabit Alan Oranında Çalışma Şartlarının Performansa Etkileri ve Optimum Çalışma Şartlarının Belirlenmesi**

Şekil 4.3.1'de alan oranı  $A_r=9,97$  için  $P_c=125\text{kPa}$  ve  $T_e=10^\circ\text{C}$ 'de buhar üretici basıncına bağlı olarak performans katsayısının nasıl değiştiğini gösteren deney sonuçları gösterilmiştir. Bu grafiğe göre, performans katsayısı yaklaşık  $98^\circ\text{C}$  buhar üretici sıcaklığına kadar artmakta, bu sıcaklıktan daha büyük değerlerde ise gittikçe azalmaktadır. Buna göre  $98^\circ\text{C}$  buhar üretici sıcaklığı, belirtilen alan oranı, kondenser basıncı ve evaporatör sıcaklığı için optimum buhar üretici sıcaklığı olmaktadır. Bu noktada COP'un değerinin yaklaşık %38.5 olduğu anlaşılmaktadır. Bu COP değeri, belirtilen akış ve geometrik parametreler için optimum değerdir. Bu şekildeki grafikler aynı zamanda, sabit alan oranında buhar üretici sıcaklık veya basıncının enjektörlü soğutma sisteminin performansına etkilerini göstermektedir. Soğutma kapasitesi  $Q_e$  eğrisine bakıldığı zaman, onun buhar üretici sıcaklığı ile seyirinin farklı olduğu görülmektedir. Soğutma kapasitesi, optimum buhar üretici sıcaklığına kadar artmakta ve bu optimum değerden büyük sıcaklıklarda ise sabit kalmaktadır. Maksimum soğutma kapasitesi 1150 W civarındadır. Soğutma kapasitesinin optimum sıcaklıktan sonra, bu değerde sabit kalması, evaporatörden emilen sekonder akışkanın debisinin de sabit kaldığını yani boğulduğunu gösterir. Optimum sıcaklıktan küçük sıcaklıklarda sekonder akış, karışma odasında boğulmaz. Buhar üretici sıcaklığı optimum değerine yaklaştıkça sekonder akışta boğulma şartına yaklaşır, optimum değere ulaşıncaya emilen akış boğulur (mak.debisine ulaşır) ve daha büyük sıcaklıklarda ejektör karışma odasında boğulmalı çalışır. Buhar üreticiden gelen

primer (tahrik) akış ise daima primer lüle boğazında boğulur ve ejektöre, ses üstü hızda girer. Primer akışın debisi, buhar üretici sıcaklığı (veya basıncı) ile birlikte daima artar. Böylece, optimum sıcaklıktan yüksek sıcaklıklarda emilen debi sabit kalıp tahrik debisi gittikçe arttığından belirtilen çalışma şartlarında ejektörlü soğutma sisteminin performans katsayısı azalır.

Şekil 4.3.1'deki grafiklerde  $T_b=92^\circ\text{C}$ 'de yaklaşık olarak  $\text{COP}=\%12$  ve  $Q_e=250\text{ W}$  iken  $T_{b\text{opt}}=98^\circ\text{C}$ 'de yine yaklaşık olarak  $\text{COP}=\%38,5$  ve  $Q_e=1150\text{ W}$  görülmektedir. Bu durum bize, alan oranına uygun çalışma şartlarında ejektörlü soğutma sistemini çalıştırmanın ne derece önemli olduğunu göstermektedir.

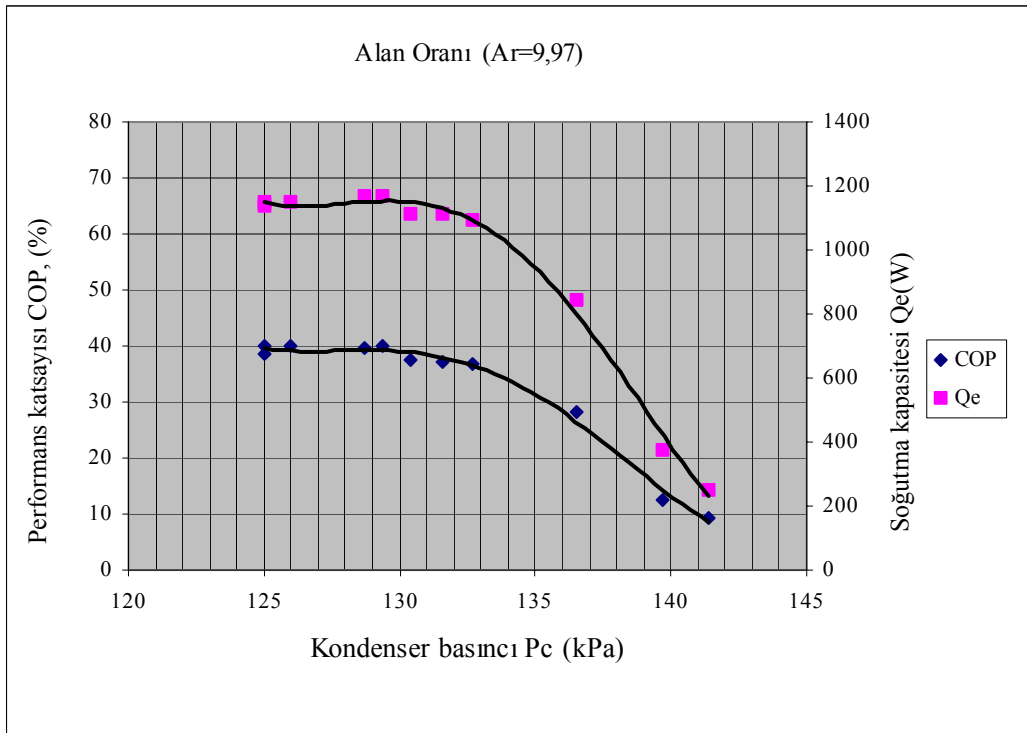


Şekil 4.3.1 Sabit Alan Oranında Buhar Üretici Sıcaklığına Bağlı Olarak Performans Katsayısı ve soğutma kapasitesi ( $P_c=125\text{kPa}$ ,  $T_e=10^\circ\text{C}$ )

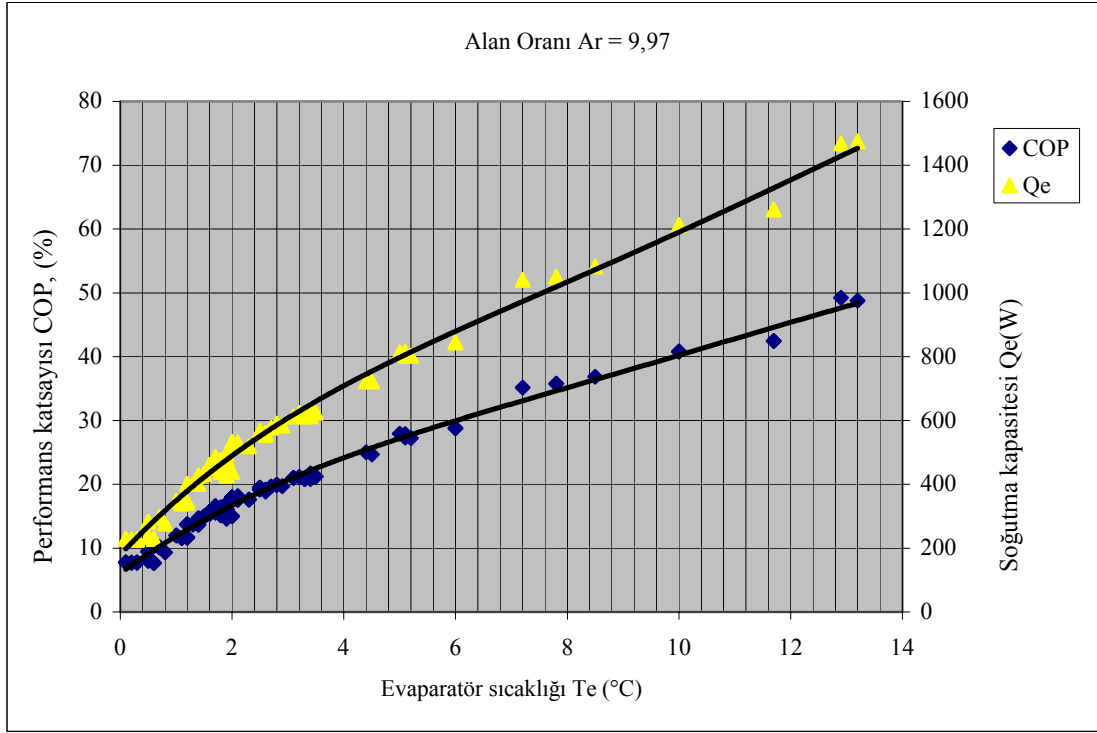
Şekil 4.3.2'de alan oranı  $Ar=9,97$  için  $T_b=98^\circ\text{C}$  ve  $T_e=10^\circ\text{C}$ 'de kondenser basıncına bağlı olarak performans katsayısının nasıl değiştiğini gösteren deney sonuçları gösterilmiştir. Yaklaşık  $P_c=130\text{kPa}$  kondenser basıncına kadar hem performans katsayısı hem de soğutma kapasitesi hemen hemen sabittir. Emilen akışkanın debisinin azalmaya başladığı veya onun boğulmasız akmaya başladığı  $P_c=130\text{ kPa}$  kondenser basıncına “kritik kondenser basıncı  $P_{c\text{cr}}$ ” denir (Huang

,1985). Bu deneyde buhar üretici sıcaklığı veya basıncı sabit olduğundan primer buharın debisi daima sabittir. Kritik kondenser basıncına kadar sekonder (emilen) buhar karışma odasında boğulduğundan onun debisi sabittir. Bu nedenle, düşük kondenser basınçlarından kritik kondenser basıncına ( $P_{c_{cr}}$ )'na kadar sistemin COP' u ve  $Q_e$ ' si sabit kalır. Bu basınçtan büyük kondenser basınçlarında sekonder akış karışma odasında boğulmasız aktığından, kondenser basıncı arttıkça evaporatörden emilen akışkan debisi azalır. Dolayısıyla  $P_c > P_{c_{cr}}$  olduğu zaman  $P_c$  arttıkça COP ve  $Q_e$ ' de ani bir şekilde azalır.

Bu deney, verilen bir alan oranı, buhar üretici ve evaporatör sıcaklığı için kritik kondenser basıncının belirlenmesini sağlar.



Şekil 4.3.2 Sabit Alan Oranında Kondenser Basıncına Bağlı Olarak Performans Katsayısı ve soğutma kapasitesinin değişimi ( $T_b=98\text{ }^\circ\text{C}$  ve  $T_e=10\text{ }^\circ\text{C}$ )



*Şekil 4.3.3 Sabit Alan Oranında Evaporatör Sıcaklığına Bağlı Olarak Performans Katsayısı ve soğutma kapasitesinin değişimi ( $T_b=98^\circ\text{C}$  ve  $P_c=125\text{ kPa}$ )*

Şekil 4.3.3’de alan oranı  $Ar=9,97$  için  $T_b=98^\circ\text{C}$  ve  $P_c=125\text{ kPa}$ ’da evaporatör sıcaklığına bağlı olarak performans katsayısının soğutma kapasitesinin ve nasıl değiştiğini gösteren deney sonuçları gösterilmiştir. Bu şekile göre, evaporatör sıcaklığı arttıkça COP ve  $Q_e$  önce ani ve daha sonra daha düşük hızda artmaktadır. Sabit alan oranında, COP aslında emilen (sekonder) debinin primer (tahrik) debiye oranı olan debi oranının ( $m_s/m_p$ ) bir göstergesidir. Primer akış sesüstü lülesinde boğulduğundan onun debisi sabittir. Fakat, sekonder buharın kütle debisi evaporatör sıcaklığı veya basıncıyla birlikte artar, dolayısıyla da sistemin COP’u ve soğutma kapasitesi artar.

Sekonder buhar, evaporatörden ejektörün içine bu cihazlar arasındaki basınç farkının etkisiyle akar. Primer lüle çıkış basıncı, buhar üreticindeki doyma basıncının(veya sıcaklığının) bir fonksiyonudur. Bu basınç sabit olduğu zaman, sekonder buhar kütle debisi onun basıncıyla artar. Belirli bir ejektörde minimum

evaporatör sıcaklığı, emilen buhar debisi  $m_s$  sifira eşit olduğu zaman elde edilir ve primer lülenin çıkış basıncına doğrudan bağlıdır. Bu basınç ejektör ve evaporatör arasındaki valf kapatılarak veya evaporatörden geçen soğutulan suyun debisi sifira ayarlanarak belirlenebilir. Başka bir deyişle, minimum sıcaklığa, evaporatördeki soğutucu akışkan ile çevre arasında ısı transferi olmadığı zaman ulaşılabilir.

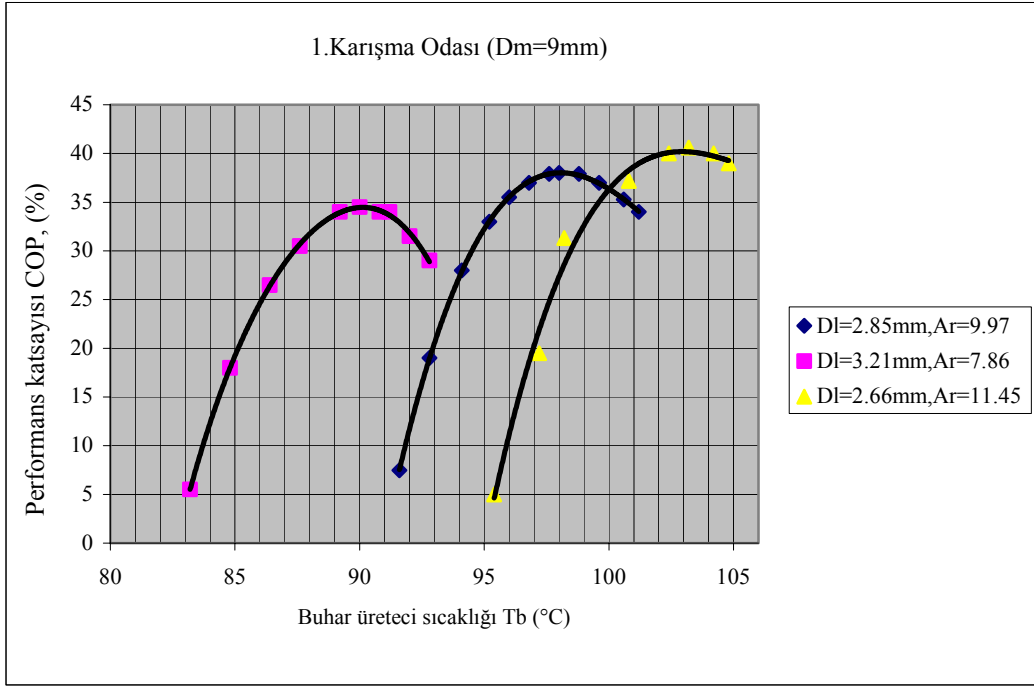
Şekil 4.3.3'deki grafiklerdeki ilginç bir sonuçta şudur. Yüksek evaporatör sıcaklıklarından yaklaşık  $2^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar eğrinin eğimi daha düşük iken,  $2^{\circ}\text{C}$ 'nin altındaki sıcaklıklarda eğim oldukça daha büyüktür. Bunun sebebi,  $2^{\circ}\text{C}$ 'nin altındaki sıcaklıklarda emilen buharın karışma odasında boğulmasız akarak debisinin hızla sifira yaklaşmasıdır.

#### 4.4. Alan Oranının Sistemin Performans Katsayısına Etkisi

Alan oranının sistemin performans katsayısına etkisini belirlemek için karışma odası uzunluklarının çaplarına oranı  $L_m/D_m=7.4\pm 0.1$  olan iki farklı karışma odası kullanılmıştır. Bu iki karışma odasının enine kesit alanlarının oranı  $A_{m1}/A_{m2}=1.2$ 'dir. Bunların temel boyutları aşağıda verilmiştir.

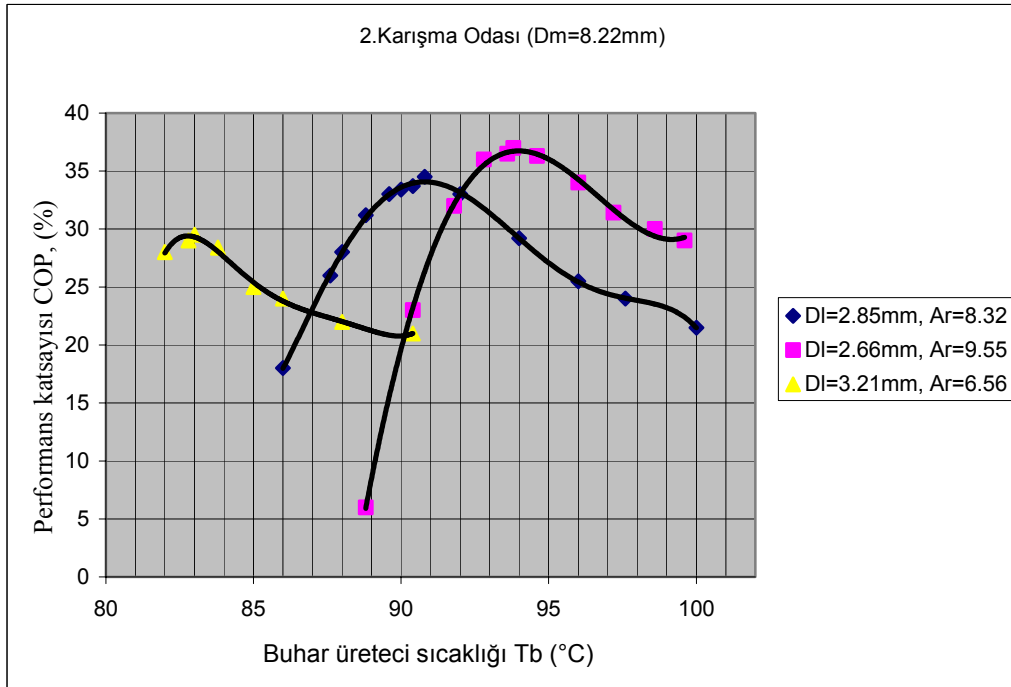
1.Karışma odası:	$D_{m1}=9.0$ mm	$L_{m1}=67.5$ mm
2.Karışma odası:	$D_{m2}=8.22$ mm	$L_{m2}=61.5$ mm

Bu karışma odalarında ayrı ayrı boğaz çapları  $D_L=2.66, 2.85$  ve  $3.21$  mm olan sesüstü lüleleri kullanılarak sistem test edilmiştir. 1.karışma odasında kullanılan üç farklı lüle dolayısıyla alan oranı için buhar üretici sıcaklığıyla performans katsayısının değişmesi Şekil 4.4.1'de gösterilmiştir. Her üç alan oranı için eğrilerin seyri benzerdir. Ancak düşük alan oranlarında optimum COP, düşük buhar üretici sıcaklığına karşılık gelmektedir. Alan oranı arttıkça optimum buhar üretici sıcaklığı da artmaktadır. Örneğin  $T_b=90^{\circ}\text{C}$ 'de optimum COP yaklaşık %35 iken  $T_b=103^{\circ}\text{C}$ 'de yaklaşık %40 olmaktadır.



Şekil 4.4.1 Birinci karışma odasında çeşitli alan oranları için performans Eğrileri ( $P_c=125$  kPa,  $T_e=10^\circ\text{C}$ )

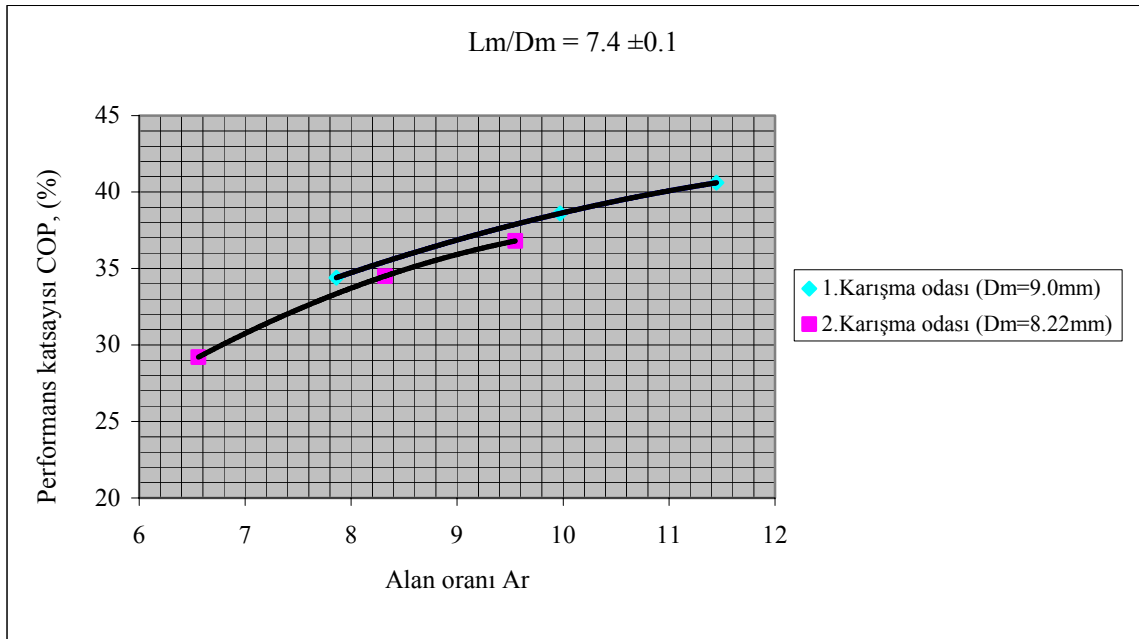
Benzer davranış, Şekil 4.4.2’de görüldüğü gibi, sistemde daha küçük karışma odası çapına sahip 2.karışma odası kullanıldığı zamanda gözlemlendi.



Şekil 4.4.2 İkinci karışma odasında çeşitli alan oranları için performans eğrileri ( $P_c=125$  kPa,  $T_e=10^\circ\text{C}$ )

#### 4.5. Karışma Odası Çapının Sistemin Performansına Etkisi

Karışma odası çapının sistemin performansına etkisini belirlemek için iki farklı çaptaki karışma odası için çeşitli alan oranlarında elde edilen optimum performans eğrileri Şekil 4.5.1’de gösterilmiştir. Çapı daha büyük olan 1.karışma odasının COP’u diğerinden biraz daha büyük (mutlak değer olarak %1 puan) olmaktadır. Örneğin  $Ar=9$ ’da 2.karışma odasında  $COP=0.36$  iken 1.karışma odasında  $COP=0.37$  olmaktadır. Dolayısıyla karışma odası çapı sistemin performansı üzerine büyük bir etkiye sahip değildir. Bu karışma odalarının enine kesit alanları oranı %20 farklı olmasına rağmen, oran olarak performans katsayısındaki farklılık %3’den küçüktür.

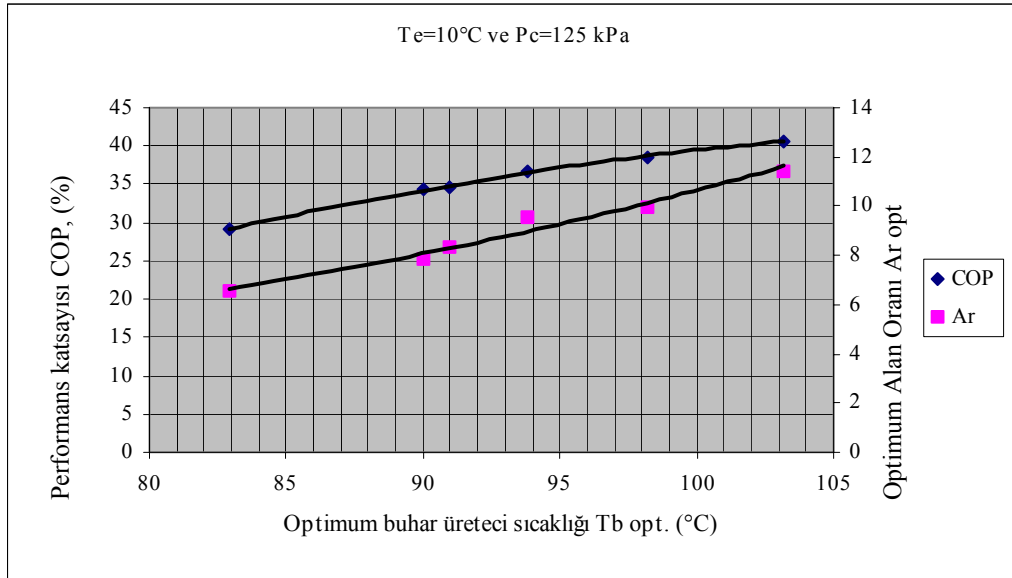


Şekil 4.5.1 Farklı iki çaptaki karışma odası için alan oranına bağlı olarak Performans Katsayısı ( $P_c=125kPa$ ,  $T_e=10C$ )

Belirtilen şartlarda karışma odası çapı, sistemin performansını fazla etkilemediğinden farklı iki karışma odasının verileri birleştirilerek, sabit evaporatör sıcaklığı ve kondenser basıncında(veya sıcaklığı), optimum COP’un ve optimum alan oranının buhar üretici sıcaklığına göre değişmesi incelenebilir. Bu maksatla, Şekil 4.5.2’de optimum COP ve Ar eğrileri çizilmiştir. Bu şekilden,

buhar üretici sıcaklığı arttıkça hem alan oranı hem de performans katsayısı artmaktadır. Buhar üretici sıcaklığı yaklaşık  $83^{\circ}\text{C}$ 'den  $103^{\circ}\text{C}$ 'ye değiştiği zaman COP yaklaşık %29'dan %41'e çıkmaktadır. Bu aralıkta COP'taki artış yüzdesi yaklaşık %40 olmaktadır. Bu da yüksek buhar üretici sıcaklıklarında çalışılması gerektiğini vurgulamaktadır.

Ersoy H.K, 1999, yaptığı teorik çalışmasında sesüstü lülesi, difüzör, karışma odası verimleri %97 olduğu zaman,  $T_b=95^{\circ}\text{C}$  ( $700\text{kPa}$ ),  $P_c=125\text{kPa}$  ( $34^{\circ}\text{C}$ ) ve  $T_e=10^{\circ}\text{C}$  ( $50.8\text{kPa}$ )  $A_r=10.22$ 'de  $\text{COP}= \%38.5$  bulmuştur. Bu çalışmada ise; aynı çalışma şartları için alan oranı  $A_r=10.2$ 'de ve  $T_b=98.4^{\circ}\text{C}$ 'de  $\text{COP}=\% 39$  bulunmuştur. Bu sonuçlara göre yaklaşık  $3^{\circ}\text{C}$  büyük buhar üretici sıcaklığında ( $T_b$ ) yaklaşık aynı COP değeri elde edilmiştir.



Şekil 4.5.2 Sabit Evaporatör sıcaklığı ve Kondenser basıncında Buhar üretici sıcaklığına bağlına göre optimum eğriler ( $P_c=125\text{kPa}$ ,  $T_e=10^{\circ}\text{C}$ )

Alan oranı büyüdükçe optimum COP'un artması şöyle açıklanabilir;

Alan oranı büyüdükçe sesüstü lüle çapı küçülürken buhar üretici basıncı artmakta, dolayısıyla pirimer akışın sesüstü lüleden çıkış hızı da artmaktadır. Buda lüle çıkışındaki basıncı düşürür. Alan oranı arttıkça emilen akışın aktığı halka şeklindeki alanda artar. Böylece sabit evaporatör ve kondenser basıncında, ses üstü lüle çıkış basıncının düşmesi emilen debiyi artıracığından ve emilen akışkanın aktığı alanın karışma odası girişinde büyümesi bu kısımda enerji kayıplarını nispeten azaltacağından alan oranı arttıkça COP'ta artacaktır .

#### 4.6. Daha Önce Yapılmış Benzer Çalışmalar

Aphornratana ve Eames (1997), karışma odası bölümünün içine doğru aksenel yönde hareket edebilen bir ses üstü lüleye sahip bir ejektör kullanan, buhar ejektörlü soğutucunun deneysel incelenmesini gerçekleştirdiler. Yaptıkları deneyler, tek optimum ejektör pozisyonunun tüm çalışma koşullarını karşılamaya yetmediği ve her çalışma şartı özel bir optimum lüle pozisyonu gerektirdiğini belirttiler. Ayrıca COP ve soğutma kapasitesinde lüle pozisyonu ayarlanarak %100'e varan değişimler elde etmişlerdir. Boyler sıcaklığı sabit olarak tutulduğunda lüleyi karışma odasının içine doğru hareket ettirmek COP ve soğutma kapasitesinde düşmeye neden olmuştur. Bununla beraber, çevrim daha yüksek kritik kondenser sıcaklıkları ile çalıştırılabilir. Lüle karışma odasından geriye doğru çekildiğinde COP ve soğutma kapasitesinin arttığı fakat kritik kondenser basıncının da düştüğünü gözlemlemişlerdir. Sonuç olarak hareketli ses üstü lülesine sahip ejektörün kullanımının tamamen sabit geometrik ünitelere sahip olanlara göre sisteme esneklik sağladığını, soğutma kapasitesinde artışın lülenin karışma odasından uzaklaştırılmasıyla sağlanabildiğini ama burada da evaporatör ve boiler sıcaklıkları değişmeden kondenser basıncının düştüğünü saptadılar.

Aphornratana ve ark. (2001), soğutucu akışkan olarak R11 kullanılan ejektörlü soğutma sisteminin deneysel incelenmesini gerçekleştirdiler. Sistemde, 8 mm boğaz çapına sahip 2 farklı karışma odası kullandılar. Bu sistemin -5 °C kadar düşük sıcaklık sağlayabildiği ifade edildi. 0.1 ila 0.25 sahasında bir COP ile 500W ila 1700W sahasındaki soğutma kapasitesi elde edildi. Aynı boğaz çapına sahip iki karışma odası kullanıldı; sabit alanlı giriş (karışma odası no 1 ) ve daralan alanlı giriş (karışma odası no 2) . Karışma odası no 1 kullanıldığı zaman daima karışma odasında akışkanın boğulduğu görüldü. Karışma odası no 2 kullanıldığı zaman karışma odasında sekonder akışın boğulması görülmedi. 1200 mbar kadar yüksek evaporatör basınçlarında bile karışma odasında karışmış akışın boğulması görülmedi. Huang ve ark. (1999) tarafından ileri sürülene zıt olarak; ejektörün, karışma odasında boğulmalı veya boğulmasız olarak çalışabildiği belirtildi. Bunun, özel bir ejektörün kendine has bir karakteristiği olabileceği ve kullanılan akışkanın ejektör geometrisinin ve çalışma şartlarının sonucu olabileceği

belirtildi. Yapılan testlere göre karışma odası 2 ( karışma odasında boğulma olmayan) kullanıldığı zaman, sistem karışma odası 1 (karışma odası daima boğulmalı) kullanıldığından daha geniş bir sahada çalıştırılabilir. Karışma odasında boğulma olmadığı zaman, sistem daha iyi bir soğutma kapasitesi ve COP sağlayabilecek şekilde ejektör daha verimliydi. Ancak karışma odası 1 kullanıldığı zaman sistem daha düşük soğutma sıcaklığında çalışabildi. R-11 kullanan bir ejektör soğutma sisteminin pratik olduğu ispatlandı. Sistem, soğutma sıcaklığı sahası 0°C den 10°C ye olan uygulamalarda kullanım için uygundur. Sistem, 100°C ye veya daha aşağısında olan sıcaklıklara sahip düşük sıcaklıklı birçok çeşitli atık ısı için uygulanabilir. Deneyler bu sistemin 41 °C ye kadar olan kondenser sıcaklıkları ile çalıştırılabileceğini gösterdi. Bu nedenle hava soğutmalı bir kondenser kullanılabilir. Bu sistemi tasarlamak, konstrüke etmek ve çalıştırmak kolaydır. Ancak bu sistem ticari kullanım için biraz daha geliştirilmesi gerekir. Ayrıca sistem iş gören akışkanı için, çevreye daha az zararlı etkiye sahip olması gibi avantajlarından dolayı R-11 yerine, R123 ün kullanılabilceği belirtildi.

## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu deneysel çalışmada, sesüstü lüle konumu ayarlanabilir, difüzörlü karışma odası ve sesütü lülesi değiştirilebilir özel bir ejektör tasarlandı ve imal edildi. Bu özel ejektör daha önce düşük basınçlı soğutucu akışkanlar için kurulan ejektörlü soğutma sistemine monte edildi. Düşük seviyedeki ısı enerjisi (yaklaşık 83°C) tahrik enerjisi olarak ve çevre dostu kabul edilen R-123 soğutucu akışkanı iş gören akışkan olarak kullanılarak başarıyla test edildi. Geliştirilen bu ejektörlü soğutma sisteminin tahrik enerjisi olarak atık ısı, jeotermal enerji ve güneş enerjisi kullanılarak çalıştırılabileceği anlaşıldı. Sesüstü lüle konumunun ve alan oranının sistemin performansına etkisini belirlemek için üç değişik sesüstü lülesi ve iki farklı difüzörlü karışma odası kullanıldı. Belirli bir sahada olmak şartı ile lüle konumunun sistem performansına etkisinin olmadığı görüldü. Her alan oranı için optimum bir çalışma noktası olduğu belirlendi. Sabit alan oranında evaporatör sıcaklığı ve kondenser basıncı sabit tutulup buhar üretici sıcaklığı değiştirilirse optimum sıcaklığa kadar performans katsayısının arttığı, bu sıcaklıklardan daha büyük sıcaklıklarda bu katsayının azaldığı görüldü. Karışma odası değiştirilmeden sesüstü lülesi değiştirilerek alan oranı değiştirilince daha yüksek alan oranlarında daha büyük performans katsayısı elde edilmektedir. Karışma odası değiştirilince (enine kesit alanlarının oranı yaklaşık 1,2), daha büyük enine kesit alanlı karışma odasında performans katsayısı biraz (%3) artmaktadır. Hem akış hem de geometrik parametreler için optimum eğriler göz önüne alındığında daha büyük performans katsayısı daha büyük alan oranlarına ve buhar üretici sıcaklıklarına karşılık gelmektedir. Alan oranı düşük olduğu zaman optimum performans katsayısı daha düşük buhar üretici sıcaklıklarında sağlanabilmektedir. Bu çalışmada, alan oranı 11.5, yaklaşık buhar üretici sıcaklığı 103°C, kondenser basıncı 125 kPa ve evaporatör sıcaklığı 10°C'de % 40'lık bir performans katsayısı elde edilmiştir. Deneysel olarak elde edilen bu sonuçlar Ersoy (1999)'un teorik sonuçları ile de uyumludur.

## 6. KAYNAKLAR

Al-Khalidy N., Zayonia A. 1995. Design and experimental investigation of an ejektor in an air-conditioning and refrigeration system, ASHRAE, 91:101-383.

Al-Khalidy, Nehad. 1997. Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine. Int.J. Energy Res. 21: 1123-1131.

Aphornratana, Satha., Eames, Ian.W. 1997. A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle. Int J. Refrig. Vol.20. No.5. pp.352-358.

Aphornratana , S.Chungraibulpatana , P.Srikihırm 2001, Experimental Investigation Of An Ejektor Refrigerator :Effect Of Mixing Chamber Geometry On System Performance , .Energy Res. 2001;25:397-411 (DOI:10.1002/er.689)

ASHRE Temel El Kitabı (SI),1993

Chunnanond K., Aphornratana S., 2003. Ejektors: applicatios in refrigeration technology, Renew Sustain Energy Rev, 8:129-155.

Chen YM., Chung YS. 1997, Experimental study of the performance characteristic of a steam-ejektor refrigeration system, Elsevier Science, 15:384-394.

Eames , I.W.,Aphornratana, S., Haider,H.1995. A theoretical and experimental study of a small scale steam jet refrigerator. Int.J.Refrig. 18:378-386

Ersoy H.K.,Yapıcı R., 1998. Taşıtlar için atık ısı kaynaklı ejektörlü iklimlendirme sistemi, Enerji Workshop1 Bildiriler Kitabı, Sayfa:85-90.

Ersoy H.K., 1999. Ejektörlü soğutma sistemlerinin performans karakteristiklerinin teorik araştırılması. Doktora tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.

Huang B. J., Chang J. M., Petrenko V. A. ve Zhuk K. B. 1998. A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, *Solar Energy* 64: 223-226.

R. Hamner, 1978. An Investigation of Ejector-Compression Refrigeration Cycle and its Application to Heating, Cooling, and Energy Conversion, Ph.D. Dissertation, University of Alabama,

Sokolov, M., Hershgal, D. 1993. Optimal coupling and feasibility of a solar powered year-round ejector air conditioner. *Solar Energy* Vol.50, No:6, pp.507-516

Sun DW., Eames I.W. 1995. Recent developments in the design theories and applications of ejektör- a review, *J. Inst Energy* 68:65-79.

Sun, Da-Wen. 1996. Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems. *Energy*, Vol.21, No.10, pp.919-929.

Sun, Da-Wen., Eames, Ian W. 1996. Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles. *International Journal of Energy Research*, Vol.20, 871-885.

Sun DW. 1997a. Experimental investigation of the performance characteristics of a steam jet refrigeration system. *Energy Sources*, 19:349-367.

Sun, Da-Wen. 1999. Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants. *Energy Conversion & Management* 40: 873-884.

Yapıcı R., Ersoy H.K., 2003. Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansının araştırılması, TMMOB Makine mühendisleri odası.

Yapıcı R., Ersoy H.K., Yetişen, C.C. 2004. Güneş Enerjisi Kaynaklı Ejektörlü bir soğutma sisteminin performans haritası. II. Ulusal Ege Enerji Sempozyumu ve Sergisi Bildiriler Kitabı. S.173-179.

Yapıcı R., Ersoy H.K., 2005. Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, Energy Conversion and Management 46. 3117-3145 .

Yetişen, Cemal.Cem. 2005. Ejektörlü Soğutma Sisteminin Performansının Deneysel İncelenmesi, Yüksek lisans tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.

**EKLER**

*Şekil 6.1 Deney Tesisatı Fotoğrafi*

TARİH	SAAT	hur_akt_suc	hur_tist_suc	ev_tist_suc	ev_akt_suc	ev_gtr_suc	ev_gtk_suc	kon_suc	ejk_gtk_suc	ev_su_d_ek	ev_gtr_has	kon_su_deb	konkrete_has	ev_has	hur_has	ejk_gtk_has	Qer_w_ait	Qhü_wat	hur_has_Kpa	Qer_düz	Qh_düz	Thüz	COP
09.07.2006	10:02:05	54.900	91.800	12.100	9.800	25.800	18.300	24.000	23.900	17.000	-42.700	14.100	24.800	-41.900	505.400	25.500	889.6	2882.1	605.40	800.4904	2436.951	92.8	32.8
09.07.2006	10:02:06	54.900	90.800	12.300	10.100	25.900	18.500	24.000	24.100	17.000	-42.300	14.100	22.600	-42.300	501.200	25.100	877.7	2655.3	601.20	789.8172	2385.547	91.8	33.1
09.07.2006	10:02:07	54.900	90.800	12.300	10.100	25.900	18.500	24.000	24.100	17.000	-42.300	14.100	22.600	-42.300	501.200	25.100	877.7	2655.3	601.20	789.8172	2385.547	91.8	33.1
09.07.2006	10:02:07	54.800	90.500	12.100	10.000	25.800	18.300	24.000	24.000	17.000	-42.800	14.100	23.700	-42.300	505.000	25.100	889.6	2679.6	605.00	800.4904	2389.653	91.5	33.8
09.07.2006	10:02:08	55.000	90.700	12.400	10.100	25.900	18.600	24.000	24.000	17.000	-42.500	14.100	22.000	-43.700	497.400	25.200	865.8	2631.0	597.40	779.144	2380.276	91.7	32.7
09.07.2006	10:02:08	55.000	90.700	12.400	10.100	25.900	18.600	24.000	24.000	17.000	-42.500	14.100	22.000	-43.700	497.400	25.200	865.8	2631.0	597.40	779.144	2380.276	91.7	32.7
09.07.2006	10:02:09	55.000	90.700	12.400	10.100	25.900	18.600	24.000	24.000	17.000	-42.500	14.100	22.000	-43.700	497.400	25.200	865.8	2631.0	597.40	779.144	2380.276	91.7	32.7
09.07.2006	10:02:09	54.600	90.400	12.000	9.900	25.800	18.500	24.000	24.000	17.000	-42.400	14.100	23.700	-41.800	505.000	25.400	865.8	2679.6	605.00	779.144	2364.321	91.4	33.0
09.07.2006	10:02:10	54.600	90.400	12.000	9.900	25.800	18.500	24.000	24.000	17.000	-42.400	14.100	23.700	-41.800	505.000	25.400	865.8	2679.6	605.00	779.144	2364.321	91.4	33.0
09.07.2006	10:02:10	54.900	90.600	12.300	10.100	26.100	18.800	24.000	24.000	16.900	-42.500	14.100	19.800	-43.400	502.500	24.800	884.3	2663.6	602.50	795.1656	2374.982	91.6	33.5
09.07.2006	10:02:11	54.700	90.500	12.300	10.100	25.900	18.500	24.000	24.100	17.000	-42.300	14.100	24.800	-41.800	505.400	25.700	877.7	2682.1	605.40	789.8172	2369.653	91.5	33.3
09.07.2006	10:02:12	54.700	90.500	12.300	10.100	25.900	18.500	24.000	24.100	17.000	-42.300	14.100	24.800	-41.800	505.400	25.700	877.7	2682.1	605.40	789.8172	2369.653	91.5	33.3
09.07.2006	10:02:12	54.900	90.500	12.300	10.300	25.500	18.400	23.900	24.200	16.900	-42.300	14.100	22.000	-41.900	501.200	25.100	837.2	2655.3	601.20	752.7667	2369.653	91.5	31.8
09.07.2006	10:02:13	54.900	90.500	12.300	10.300	25.500	18.400	23.900	24.200	16.900	-42.300	14.100	22.000	-41.900	501.200	25.100	837.2	2655.3	601.20	752.7667	2369.653	91.5	31.8
09.07.2006	10:02:13	54.900	90.700	12.300	10.200	26.000	18.600	24.000	24.000	17.000	-42.500	14.100	24.300	-41.900	505.000	25.300	877.7	2679.6	605.00	789.8172	2380.276	91.7	33.2
09.07.2006	10:02:13	54.900	90.700	12.300	10.200	26.000	18.600	24.000	24.000	17.000	-42.500	14.100	24.300	-41.900	505.000	25.300	877.7	2679.6	605.00	789.8172	2380.276	91.7	33.2
09.07.2006	10:02:14	54.900	90.700	12.300	10.200	26.000	18.600	24.000	24.000	17.000	-42.500	14.100	24.300	-41.900	505.000	25.300	877.7	2679.6	605.00	789.8172	2380.276	91.7	33.2
09.07.2006	10:02:14	54.800	90.500	12.100	10.000	26.000	17.900	24.000	23.900	17.000	-42.300	14.100	23.100	-41.900	504.600	25.800	960.7	2677.0	604.60	864.5296	2369.653	91.5	36.5
09.07.2006	10:02:15	54.800	90.500	12.100	10.000	26.000	17.900	24.000	23.900	17.000	-42.300	14.100	23.100	-41.900	504.600	25.800	960.7	2677.0	604.60	864.5296	2369.653	91.5	36.5

**DENEYLERDE KULLANILAN BİLGİSAYAR DATALARINDAN BİR ÖRNEK**

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA  
GEOMETRİK PARAMETRELERİN ETKİSİNİN  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Abdülkadir AKTOPRAKOĞLU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**Konya, 2006**

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA  
GEOMETRİK PARAMETRELERİN ETKİSİNİN  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Abdülkadir AKTOPRAKOĞLU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Konya, 2006

T. C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNİN PERFORMANSINA  
GEOMETRİK PARAMETRELERİN ETKİSİNİN  
DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Abdülkadir AKTOPRAKOĞLU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu tez 31 / 08 /2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir

Prof.Dr.Şefik BİLİR      Yrd.Doç.Dr.Rafet YAPICI      Yrd.Doç.Dr.H.Kürşat Ersoy

(Üye)

(Danışman)

(Üye)